

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ
Katedra energetických zařízení



PETR ŠVARC

Sestavná klimatizační jednotka s rekuperací
Assembled air handler with recuperation

Vedoucí diplomové práce:	Ing. Václav Dvořák, Ph.D.
Konzultant diplomové práce:	Ing. Miloš Müller
Rozsah práce:	68 stran
Počet stran:	74
Počet obrázků:	40 + 3 v přílohách
Počet tabulek:	13
Počet grafů:	6 + 2 v přílohách
Počet příloh:	4

Liberec 2008

Anotace

Tato práce se zabývá návrhem sestavy klimatizační jednotky firmy Alteko, zapojením vodních okruhů výměníků a měřením v různých provozních režimech. Součástí je i numerický model sloužící k vizualizaci proudění. První část práce se zabývá problematikou klimatizačních systémů, jejich dnešní perspektivou a konstrukcí. Jsou zde uvedeny i příklady provozních režimů v letním a zimním období. Druhá část se věnuje návrhu sestavy klimatizační jednotky, numerickému modelu, teorii dílčích měření a základním výpočtovým vztahům. Třetí část se zaměřuje na samotné měření v základních provozních režimech a na dosažené výsledky simulace.

Annotation

This work is engaged in proposal of air handler's configuration from Alteko company, integration of water circuit of exchangers and measurement in different operation mode. Numerical model made for visualization of flow is also part of this work. The first part of this work it focused on problems of air-conditioning systems, their nowadays perspective and construction. Examples of operating modes for summer and winter season are also mentioned. The second part of this work is attended to the proposal of air handler's configuration, numerical model, theory of particular measurements and basic computing relations. The third part of this work is focused on the measurement in basic operation modes and reached results of simulations.

Klíčová slova

Klimatizace

Výměník

Objemový průtok

Ohřev vzduchu

Teplotní pole

Simulace

Tepelný výkon

Rekuperace

Key words

Air conditioning

Exchanger

Volumetric flow

Heating of air

Field of temperature

Simulation

Heat rate

Recuperation

Zad.dipl.

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 -školní dílo

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu užití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

Datum: 23. 5. 2008

Podpis:

Declaration

I have been notified of the Copyright Act. No. 121/2000 Coll. applies to my thesis in full, in particular Section 60, School Work.

I am fully aware that the Technical University of Liberec is not interfering in my copyright by using my thesis for the internal purposes of TUL.

If I use my thesis or grant a licence for its use, I am aware of the fact that I must inform TUL of this fact; in this case TUL has the right to seek that I pay the expenses invested in the creation of my thesis to the full amount.

I compiled the thesis on my own with the use of the acknowledged sources and on the basis of consultation with the head of the thesis and a consultant.

Date: 23. 5. 2008

Signature:

Obsah

ANOTACE	II
ANNOTATION.....	III
KLÍČOVÁ SLOVA	IV
PROHLÁŠENÍ.....	VI
OBSAH	7
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A VELIČIN.....	9
1 ÚVOD	11
2 TEORETICKÁ ČÁST	13
2.1 ZÁKLADY TERMODYNAMIKY VLHKÉHO VZDUCHU.....	13
2.1.1 <i>Parciální tlaky</i>	13
2.1.2 <i>Vlhkost vzduchu</i>	13
2.1.3 <i>Entalpie vlhkého vzduchu</i>	14
2.1.4 <i>Mollierův diagram vlhkého vzduchu</i>	15
2.1.5 <i>Vlhčení vzduchu</i>	16
2.1.6 <i>Ohřev a chlazení vzduchu</i>	16
2.1.7 <i>Směšování dvou proudů vzduchu</i>	17
2.1.8 <i>Letní provoz klimatizačního zařízení</i>	18
2.1.9 <i>Zimní provoz klimatizačního zařízení</i>	19
2.2 POPIS HLAVNÍCH DÍLŮ KLIMATIZAČNÍ JEDNOTKY	20
2.2.1 <i>Návrh sestavné klimatizační jednotky</i>	23
2.3 VODNÍ OKRUHY VÝMĚNÍKŮ	24
2.4 NUMERICKÝ MODEL KLIMATIZAČNÍ JEDNOTKY	27
2.4.1 <i>Nastavení v programu Fluent</i>	28
2.4.2 <i>Očekávané výsledky simulace</i>	29
2.5 TEORIE MĚŘENÍ	30
2.5.1 <i>Charakteristika ventilátoru</i>	30
2.5.1.1 <i>Postup měření charakteristiky ventilátoru</i>	30
2.5.1.2 <i>Zpracování výsledků charakteristiky ventilátoru</i>	33
2.5.2 <i>Základní režimy klimatizační jednotky</i>	33
2.5.2.1 <i>Cirkulační režim</i>	33
2.5.2.2 <i>Větrací režim s rekuperací</i>	34
2.5.2.3 <i>Větrací režim bez rekuperace</i>	34
2.5.2.4 <i>Větrací režim s chlazením</i>	34
2.5.2.5 <i>Postup měření v základních režimech</i>	35
2.5.2.6 <i>Postup zpracování dat</i>	36
2.5.3 <i>Charakteristika výměníku</i>	37
2.5.3.1 <i>Postup měření charakteristiky výměníku</i>	37
2.5.3.2 <i>Zpracování dat charakteristiky výměníku</i>	38
3 DOSAŽENÉ VÝSLEDKY	39
3.1 NUMERICKÉ VÝPOČTY	39
3.1.1 <i>Hmotnostní toky v klimatizaci</i>	39
3.1.2 <i>Tlakové ztráty výměníků</i>	40

3.1.3	<i>Změny teplot v modelu klimatizace.....</i>	42
3.1.3.1	<i>Vliv rekuperačního výměníku</i>	43
3.2	CHARAKTERISTIKA VENTILÁTORU	44
3.2.1	<i>Stroboskopické měření otáček ventilátoru.....</i>	44
3.2.2	<i>Měření charakteristiky ventilátoru</i>	45
3.3	ZÁKLADNÍ REŽIMY KLIMATIZAČNÍ JEDNOTKY	47
3.3.1	<i>Cirkulační režim</i>	47
3.3.2	<i>Větrací režim s rekuperací.....</i>	49
3.3.3	<i>Větrací režim bez rekuperace</i>	50
3.3.4	<i>Větrací režim s chlazením.....</i>	52
3.4	MĚŘENÍ CHARAKTERISTIKY VÝMĚNÍKU	54
3.5	TEPLOTNÍ A RYCHLOSTNÍ POLE ZA OHŘÍVACÍM VÝMĚNÍKEM	56
4	SOUHRN VÝSLEDKŮ A NÁVRH DALŠÍHO VYBAVENÍ JEDNOTKY	60
4.1	MEZNÍ VZDUCHOVÉ A TEPELNÉ VÝKONY	60
4.2	POUŽITÉ METODY A JEJICH VHODNOST PRO DANOU PROBLEMATIKU	61
4.3	NÁVRH DALŠÍHO VYBAVENÍ JEDNOTKY REGULACÍ	62
5	ZÁVĚR	65
6	SEZNAM LITERATURY	66
7	SEZNAM PŘÍLOH	67

Seznam použitých symbolů a veličin

označení	význam	jednotka
$C2$	tlakový ztrátový součinitel vztažený na 1 m délky	$[m^{-1}]$
c_{pv}	měrná tepelná kapacita vzduchu	$[J/(kg \cdot K)]$
c_{pw}	měrná tepelná kapacita vody	$[J/(kg \cdot K)]$
g	gravitační zrychlení	$[m/s^2]$
h	měrná entalpie	$[J/kg]$
h_{l+x}	entalpie vlhkého vzduchu vztažená na 1 kg suchého vzduchu	$[J/kg_{sv}]$
h_p	měrná entalpie páry	$[J/kg_{sv}]$
h_{sv}	měrná entalpie suchého vzduchu	$[J/kg_{sv}]$
h_t	měrná entalpie vody v tuhém stavu	$[J/kg_{sv}]$
h_w	měrná entalpie kapalné vody	$[J/kg_{sv}]$
m_p	hmotnostní množství vodní páry	$[kg]$
m_{sv}	hmotnostní množství suchého vzduchu	$[kg_{sv}]$
\dot{m}	hmotnostní tok	$[kg/s]$
p_b	barometrický tlak	$[Pa]$
p_p	parciální tlak přehřáté páry	$[Pa]$
p_p''	tlak syté páry	$[Pa]$
p_{sv}	parciální tlak suchého vzduchu	$[Pa]$
Q_v	tepelný výkon, vzduch	$[W]$
Q_w	tepelný výkon, voda	$[W]$
r_p	měrná plynová konstanta vodní páry	$[J/(kg \cdot K)]$
r_{sv}	měrná plynová konstanta suchého vzduchu	$[J/(kg \cdot K)]$
T	termodynamická teplota	$[K]$
t	střední teplota vlhkého vzduchu při chlazení nebo ohřevu	$[^{\circ}C]$
t_{ch}	povrchová teplota chladiče	$[^{\circ}C]$
t_r	teplota rosného bodu	$[^{\circ}C]$
t_{vvst}	teplota vzduchu vstupujícího do výměníku	$[^{\circ}C]$
$t_{vvýst}$	teplota vzduchu vystupující z výměníku	$[^{\circ}C]$
t_{wvst}	teplota vody vstupující do výměníku	$[^{\circ}C]$
$t_{wvýst}$	teplota vody vystupující z výměníku	$[^{\circ}C]$

u	měrná vnitřní energie	$[\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$
v	měrný objem	$[\text{m}^3/\text{kg}]$
\dot{V}	objemový tok vzduchu	$[\text{m}^3/\text{s}]$
w_i	rychlost proudu vzduchu v měřeném bodě	$[\text{m}/\text{s}]$
x	měrná vlhkost vzduchu	$[\text{kg}_p/\text{kg}_{sv}]$
x'	množství vodní mlhy vztažené na 1 kg suchého vzduchu	$[\text{kg}_w/\text{kg}_{sv}]$
x''	množství tuhé fáze vody vztažené na 1 kg suchého vzduchu	$[\text{kg}_i/\text{kg}_{sv}]$
x'''	měrná vlhkost nasyceného vzduchu	$[\text{kg}_p/\text{kg}_{sv}]$
z	výška lihového sloupce	$[\text{m}]$
δ	označení okrajového měřítka v Mollierově diagramu	$[\text{J}/\text{kg}_w]$
Δh	změna entalpie vlhkého vzduchu	$[\text{J}/\text{kg}_{sv}]$
Δx	změna měrná vlhkosti vzduchu	$[\text{kg}/\text{kg}_{sv}]$
φ	relativní vlhkost	$[\%]$
ρ	hustota vlhkého vzduchu	$[\text{kg}/\text{m}^3]$
ρ_l	hustota lihu	$[\text{kg}/\text{m}^3]$
ρ_p	hustota vodní páry	$[\text{kg}/\text{m}^3]$
ρ_{sv}	hustota suchého vzduchu	$[\text{kg}/\text{m}^3]$
ρ_w	hustota vody	$[\text{kg}/\text{m}^3]$

1 Úvod

V současnosti je kladen důraz na snížení energetické náročnosti budov, tedy především jejich náročnosti na vytápění. Toho lze docílit zmenšením tepelných ztrát prostupem tepla a únikem vlivem netěsností spár. Odizolováním stěn a utěsněním spár sice dojde k omezení tepelných ztrát budov, ale je omezeno i tzv. přirozené větrání. Tím se rozumí samočinná výměna vzduchu, ke které dochází účinkem rozdílu hustot vnějšího a vnitřního vzduchu a účinkem větru. V prostorách, ve kterých pobývají a pracují lidé, případně tam, kde je požadován vzduch se specifickými vlastnostmi je však nutné dodržet určité hygienické požadavky na výměnu vzduchu. Tyto nároky lze splnit užitím nuceného, nebo také řízeného větrání, kde se pro přívod, odvod, nebo obojí používají ventilátory. Podle toho jak jsou ventilátory použity, se větrání dělí na větrání přetlakové, podtlakové nebo rovnotlaké. Přetlakové větrání se uplatní tam, kde se přiváděný vzduch, nebo také čerstvý, upravuje a kde je větraný prostor obklopen místnostmi s nižšími požadavky na vlastnosti vzduchu, jakými může být např. teplota, vlhkost a čistota (množství aerosolů, prachových částic a plyných znečišťujících látek v jednotce objemu, nebo např. množství bakterií obsažených ve vzduchu apod.). Jsou to ty prostory, ve kterých se přetlakem brání infiltraci okolního vzduchu. Podtlakově se větrají průmyslové haly, laboratoře, či místa určená pro práci s nebezpečnými látkami, kuchyně apod. Odváděný, nebo také odpadní vzduch se také může ještě dále upravovat.

Při větrání se spolu s odvodem škodlivin v odváděném vzduchu mění i tepelná pohoda větraného prostoru. Tepelná pohoda závisí na subjektivním vnímání okolí člověka, na náročnosti jeho fyzické činnosti a na fyzikálních vlastnostech vzduchu. Důležitou podmínkou tepelné pohody je vlhkost, teplota vzduchu a teplota okolních stěn a předmětů v místnosti. Oblasti tepelné pohody se budou u jednotlivých lidí lišit.

Odvodem vzduchu ze sledovaného prostoru dochází i k odvodu žádaného tepla, nebo naopak přívodu nechtěného tepla. Pro dodržení stanovené tepelné pohody nebo fyzikálních požadavků lze s výhodou použít rekuperaci tepla. V takovém případě se část energie jednoho proudu vzduchu předá druhému, aniž by bylo nutné tyto proudy míchat. K tomuto účelu slouží rekuperační výměníky různých konstrukcí.

K dosažení dalších fyzikálních vlastností však prostá výměna vzduchu, byť s rekuperací nestačí, proto se používají další přídavná zařízení tvořící celek vzduchotechnického zařízení tzv. klimatizační zařízení, příp. klimatizaci.

Zjednodušeně lze říci, že klimatizace je systém úpravy vzduchu v budovách nebo v jednotlivých místnostech, či dopravních prostředcích. Pod pojmem „*úprava vzduchu*“ rozumíme filtraci, ohřev, chlazení, vlhčení a sušení. Klimatizační zařízení se dá rozdělit podle použití a konstrukce. Dle použití je lze dělit na zdravotně hygienická (komfortní), průmyslová a speciální. Podle konstrukce se klimatizační systémy dělí na vzduchové, vodní, kombinované a klimatizační jednotky.

V mnoha případech je bezesporu výhodné použít klimatizační techniku nejen v budovách. Poslední dobou se její uplatnění znatelně rozšiřuje např. i ve zdravotnictví a výpočetní technice. Základní znalosti klimatizačních systémů by tedy měly být samozřejmostí většiny technických oborů. Seznámení studentů s klimatizačním systémem nejen z teoretické stránky by měla zajistit laboratorní úloha na modelovém, případně na stávajícím zařízení.

Takovým zařízením je i stavebnicový větrací a klimatizační systém firmy ALTEKO, umístěný v laboratořích Technické univerzity v Liberci, fakulty strojní, Katedry energetických zařízení. Jednotky s firemním označením TERNO-S jsou tvořeny kombinací samostatných potrubních dílů, které se dají sestavit dle libovolných požadavků. Jsou určeny pro výměnu a úpravu vzduchu v občanské výstavbě a průmyslových prostorách s obyčejným prostředím. Tyto jednotky samy o sobě nejsou plynotěsné a jsou určeny pro neagresivní prostředí, bez abrazivních látek. Dále by se neměly používat pro dopravu vzduchu, který obsahuje vláknité nebo lepkavé částice. Jednotlivé díly lze montovat do libovolné polohy, s výjimkou chladících dílů a rekuperačních výměníků a to z důvodu odvodu kondenzátu, který by zde mohl vznikat.

Výsledkem této diplomové práce by mělo být klimatizační zařízení sestavené tak, aby se dalo použít pro měření laboratorních úloh a bakalářských či diplomových prací. Dále zjištění mezních provozních režimů, nedostatků a odlišností od dostupné dokumentace. Pro názorný výklad dějů probíhajících v klimatizačních zařízeních by měl posloužit numerický model celé jednotky a vizualizované proudění.

2 Teoretická část

2.1 Základy termodynamiky vlhkého vzduchu

Pro návrh klimatizačních zařízení je velice důležité aby se projektant orientoval v základních změnách stavu vlhkého vzduchu. K tomu neoddělitelně patří znalost základních pojmů, se kterými se pracuje v oboru klimatizační techniky.

2.1.1 Parciální tlaky

Vlhký vzduch je směs suchého vzduchu a vody, která je ve stavu přehřáté páry. Přehřátá vodní pára se dá považovat za ideální plyn. Pro výpočty je tedy možné používat stavovou rovnici ideálního plynu. Podle Daltonova zákona má každý plyn ve směsi právě takový tlak, jako kdyby uvažovaný objem směsi při určité teplotě zaujímal sám [1]. Takovému tlaku se říká parciální. Součet parciálních tlaků se pak rovná celkovému tlaku směsi. Je-li vlhký vzduch směs suchého vzduchu o parciálním tlaku p_{sv} a přehřáté vodní páry s parciálním tlakem p_p , platí

$$p_b = p_{sv} + p_p, \quad [\text{Pa}], \quad (1)$$

kde p_b je barometrický tlak.

Změny stavu vzduchu v klimatizačních zařízeních se dají uvažovat jako změny izobarické, neboť jsou zde pouze malé změny tlaku, které lze většinou zanedbat.

2.1.2 Vlhkost vzduchu

Parciální tlak páry je úměrný množství vody obsažené ve vlhkém vzduchu. Může dosáhnout maximální hodnoty, která odpovídá tlaku syté páry p_p [Pa] při dané teplotě T [K]. Vlhký vzduch může nabývat v zásadě tří stavů. První nastane, když vzduch není nasycen vodní parou. Parciální tlak vodních par je menší než tlak syté páry při dané teplotě směsi. Druhý stav je situace, kdy je vzduch právě nasycen vodními parami. Třetí a poslední stav nastane, když je vzduch nasycený a navíc obsahuje vodu ve skupenství kapalném, či tuhém. Pak říkáme, že je vzduch přesycený.

Vlhkost vzduchu můžeme vyjádřit třemi způsoby jako absolutní vlhkost, relativní vlhkost φ [%] a měrnou vlhkost x [kg_w/kg_{sv}]. Absolutní vlhkost vyjadřuje hmotnostní množství vody v jednotce objemu vzduchu. Rozměr tedy odpovídá hustotě vodních par ρ_p [kg_w/m³] při parciálním tlaku p_p :

$$\rho_p = \frac{p_p}{r_p \cdot T} \quad [\text{kg}_w/\text{m}^3] \quad (2)$$

Relativní vlhkost φ [%] vyjadřuje poměrné nasycení vzduchu vodními parami, což je vyjádřeno vztahem

$$\varphi = \frac{p_p}{p_p''} \cdot 100 \quad [\%] \quad (3)$$

Měrná vlhkost x [$\text{kg}_w/\text{kg}_{sv}$] je dána poměrem hmotnosti vodních par m_p , které jsou obsaženy v jednom kilogramu suchého vzduchu m_{sv}

$$x = \frac{m_p}{m_{sv}} = \frac{\rho_p}{\rho_{sv}} = \frac{r_{sv}}{r_p} \cdot \frac{\varphi \cdot p_p''}{p_b - \varphi \cdot p_p''}, \quad [\text{kg}_w/\text{kg}_{sv}] \quad (4)$$

kde $r_{sv} = 287,1$ [$\text{J}/(\text{kgK})$] je měrná plynová konstanta suchého vzduchu a $r_p = 461,5$ [$\text{J}/(\text{kgK})$] je měrná plynová konstanta vodní páry.

Jejich poměr je většinou vyjadřován hodnotou 0,622. Pro přesnější výpočty je mnohdy dobré znát hustotu vlhkého vzduchu. Tu lze určit pomocí stavových rovnic [9]. Platí

$$\rho = \rho_{sv} + \rho_p = \frac{p_b - \varphi \cdot p_p''}{r_{sv} \cdot T} + \frac{\varphi \cdot p_p''}{r_p \cdot T}, \quad [\text{kg}/\text{m}^3] \quad (5)$$

kde ρ je hustota vlhkého vzduchu, ρ_{sv} je hustota suchého vzduchu, ρ_p je hustota vodní páry a T je teplota směsi plynů [K].

2.1.3 Entalpie vlhkého vzduchu

Při operacích s vlhkým vzduchem se často používá pojem entalpie h v jednotkách [J/kg_{sv}]. Pro jednoduchý způsob jejího zavedení ji lze definovat jako součet vnitřní energie a tlakové energie [1].

$$h = u + p \cdot v \quad [\text{J}/\text{kg}] \quad (6)$$

Vnitřní energie u [J/kg] je z pohledu termodynamiky schopnost vyvolávat změny stavu systému. Symbol v značí měrný objem [m^3/kg]. Vlhký vzduch kromě suchého vzduchu obsahuje vlhkost v různých fázích. Jelikož entalpii vlhkého vzduchu lze získat tak, že se sečtou hodnoty entalpií jednotlivých složek, existuje pro její vyhodnocení více vztahů podle toho, v jaké fázi je voda obsažená ve vlhkém vzduchu. Pro vzduch obsahující všechny tři fáze vody a suchý vzduch platí

$$h_{1+x} = h_{sv} + x''h_p + x'h_w + x'''h_t, \quad [\text{J}/\text{kg}_{sv}] \quad (7)$$

kde h_{I+x} značí entalpii vlhkého vzduchu (a tedy i entalpii obsažené vody) vztaženou na 1 kg suchého vzduchu, h_{sv} , h_p , h_w , h_i jsou entalpie suchého vzduchu, páry, kapalné vody a vody v tuhém stavu, x'' je měrná vlhkost pro právě nasycený vlhký vzduch, x' je množství vodní mlhy kapalné vody v kilogramech vztažené na jeden kg suchého vzduchu a x''' je množství tuhé fáze vody v kg_t/kg_{sv} .

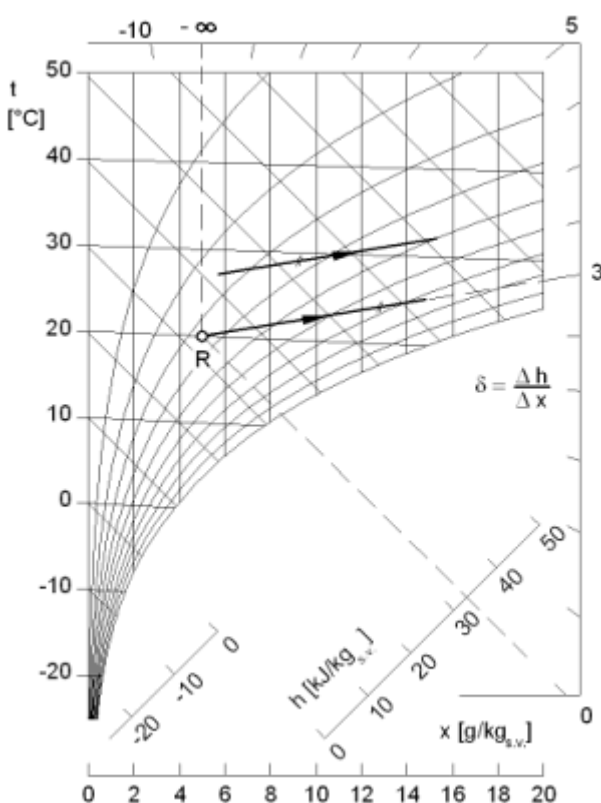
2.1.4 Mollierův diagram vlhkého vzduchu

Pro získání představ o reálnosti určité operace s vlhkým vzduchem je vhodné použít její grafické znázornění v diagramu. Pro řešení úprav vzduchu v klimatizačních zařízeních vypracoval Mollier h - x diagram vlhkého vzduchu, který je konstruován vždy pro jedinou hodnotu celkového tlaku p_b . Pro určení stavu vlhkého vzduchu zbývají dvě výchozí proměnné: teplota a vlhkost. Zvláštností tohoto diagramu je, že hlavní veličiny entalpie vlhkého vzduchu h a měrná vlhkost x jsou znázorněny v kosoúhlých souřadnicích, jejichž osy mají sklon 135° .

Dalšími veličinami, které lze odečíst z diagramu, jsou teplota, hustota a relativní vlhkost vzduchu. Kromě těchto veličin jsou v Mollierově diagramu znázorněny závislosti parciálního tlaku páry na měrné vlhkosti a směrové měřítko definované jako poměr změny entalpie ku změně měrné vlhkosti

$$\delta = \frac{\Delta h}{\Delta x}, \quad [J/kg_w] \quad (8)$$

které udává směr změny stavu vzduchu. Stupnice směrového měřítka je v diagramu vztažena k referenčnímu bodu R , jak je patrné z ukázky Mollierova diagramu vlhkého vzduchu na obr. 1.



Obr. 1.: Ukázka Mollierova diagramu se zakresleným okrajovým měřítkem [6].

2.1.5 Vlhčení vzduchu

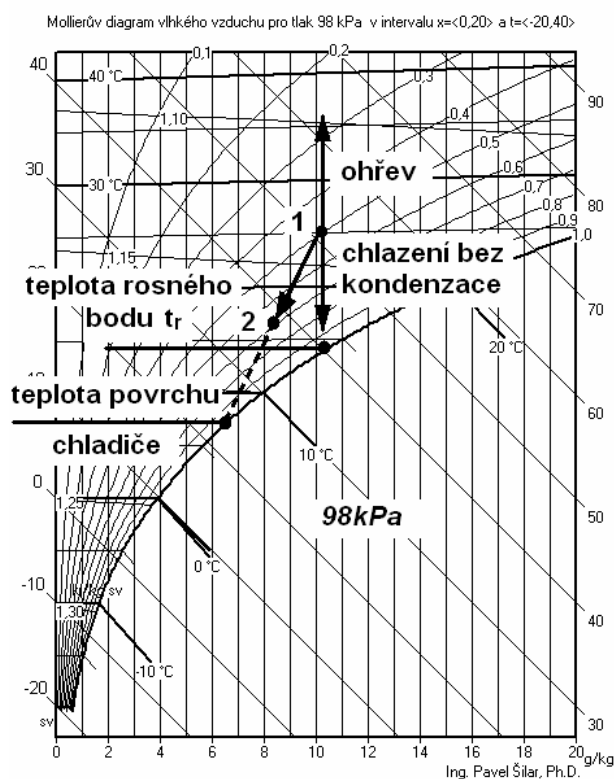
Popis tohoto děje je zde jen opravdu stručný, neboť vlhčení prozatím není součástí sestavné klimatizační jednotky Alteko, která je umístěná v laboratořích Katedry energetických zařízení FS TUL a není předmětem této práce.

Jde v podstatě o směšování vzduchu s vodou. Podle toho, v jaké formě je vlhkost vzduchu dodávána (pára, kapalina), se mění poloha výsledného stavu vzduchu v Mollierově diagramu.

2.1.6 Ohřev a chlazení vzduchu

Při ohřevu vzduchu se dodává pouze teplo, takže se nemění měrná vlhkost x . Relativní vlhkost ale při ohřevu klesá.

Chlazení vzduchu je opačný děj než ohřev tehdy, pokud je povrchová teplota chladiče vyšší než teplota rosného bodu t_r . Tato teplota leží v Mollierově diagramu na křivce relativní vlhkosti $\varphi = 1$. V takovém případě nebude při této změně docházet ke změně měrné vlhkosti. Při chlazení bez kondenzace bude stoupat hodnota relativní vlhkosti φ .



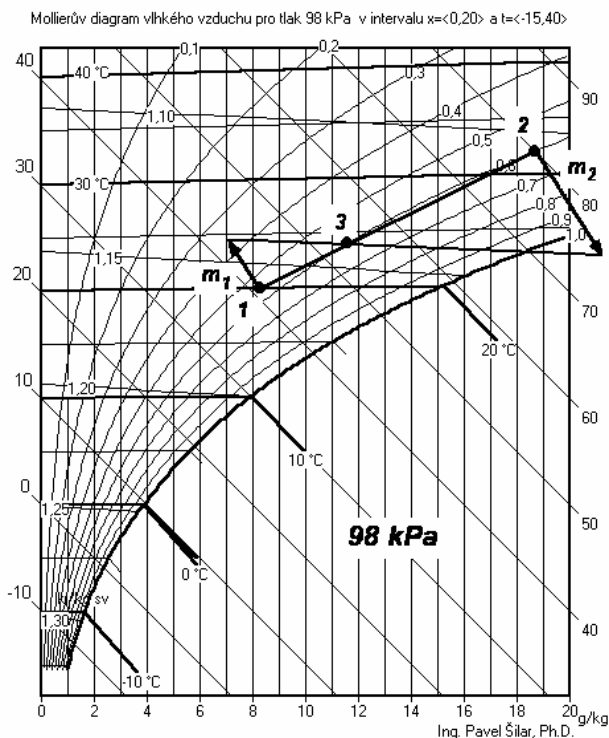
Obr. 2.: Ohřev a chlazení v Mollierově diagramu v programu Humid air.

Je-li povrchová teplota chladiče nižší, než je teplota rosného bodu, dochází ke kondenzaci vodních par na povrchu chladiče. Tím klesá měrná vlhkost vzduchu. Směr změny stavu vzduchu je patrný z obr. 2., bod 2.

2.1.7 Směšování dvou proudů vzduchu

K mísení dvou proudů vzduchu v klimatizačních zařízeních dochází velice často. Ve směšovací komoře mísíme vzduch cirkulační, který se vrací do oběhu, spolu se vzduchem čerstvým. Směšování je výhodné pro snížení energetických nároků pro dohřev a zejména chlazení vzduchu, které je energeticky náročnější než ohřev.

Pro výsledný stav vzduchu musí platit zákon zachování energie a zákon o zachování hmoty.



Obr. 3.: Příklad směšování vlhkého vzduchu v programu Humid air.

Směšování dvou proudů vlhkého vzduchu o různých teplotách a měrných vlhkostech je děj adiabatický. První zde uvedená rovnice se používá pro určení měrné vlhkosti výsledného proudu vzduchu:

$$x_3 = \frac{m_1 x_1 + m_2 x_2}{m_1 + m_2}, \quad [\text{kg}_w/\text{kg}_{sv}] \quad (9)$$

kde m_1, m_2 jsou hmotnostní toky obou proudů suchého vzduchu v $[\text{kg}_{sv}/\text{s}]$ a x_1, x_2 jsou měrné vlhkosti jednotlivých proudů $[\text{kg}_v/\text{kg}_{sv}]$.

Další rovnice slouží k vyčíslení entalpie výsledného proudu

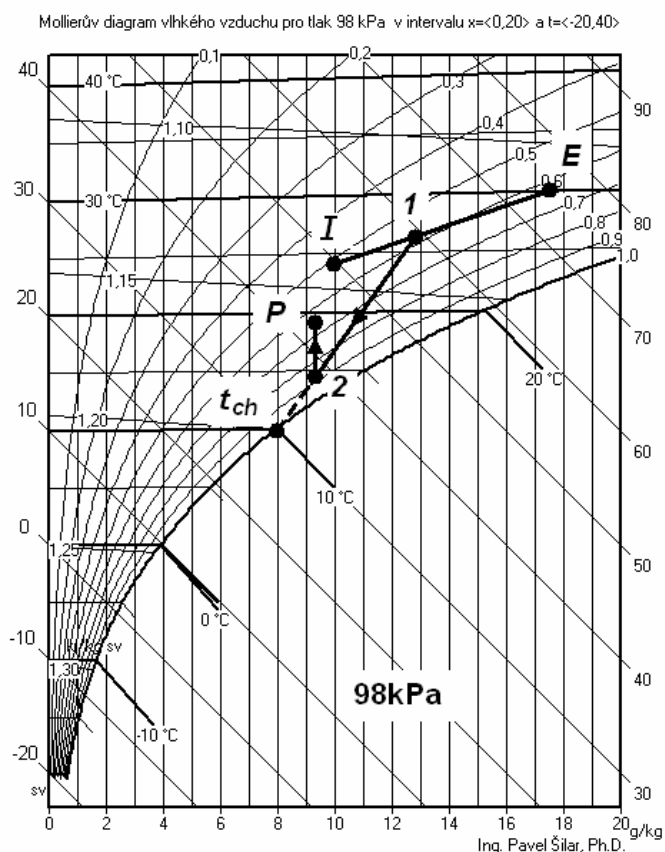
$$h_3 = \frac{m_1 h_1 + m_2 h_2}{m_1 + m_2}, \quad [\text{J}/\text{kg}_{sv}] \quad (10)$$

kde h_1, h_2 jsou entalpie směšovaných proudů vzduchu $[\text{J}/\text{kg}_{sv}]$.

Grafická metoda zjištění výsledného stavu vzduchu je patrná z obr. 3.

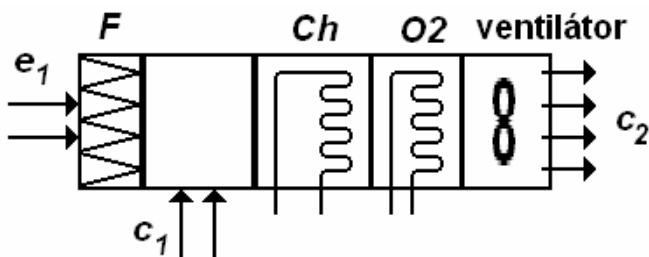
2.1.8 Letní provoz klimatizačního zařízení

Klimatizační jednotky bývají často projektovány podle požadavků na letní provoz. Zařízení nezbytné pro zimní provoz se přizpůsobí průtoku vzduchu, který byl zvolen pro léto. Letní provoz vychází z předpokladu, že venkovní vzduch (exteriér-*E*) má vyšší teplotu a měrnou vlhkost, zatímco požadovaná teplota i vlhkost v místnosti je nižší. Příklad úpravy vzduchu v letním provozu je na obr 4.



Obr. 4.: Příklad letního provozu v Mollierově diagramu v programu Humid air.

I značí požadovaný stav interiéru, *E* vlastnosti venkovního vzduchu, bod *1* získáme po smísení. Dále následuje chlazení vzduchu s vyloučením vlhkosti na bod *2* a konečně dohřev do bodu *P*, který značí stav přiváděného vzduchu do místnosti. Povrchová teplota chladiče je označena t_{ch} . Pro tento letní provoz se musí klimatizační zařízení skládat z následujících komponent, aby bylo možné dosáhnout výše uvedených a po sobě jdoucích stavů. Nejprve je nutné přiváděný vzduch e_1 po průchodu filtrem *F* smísit s cirkulačním vzduchem označeným c_1 , jak je vidět na obr. 5. Následuje chladič *Ch* potřebného výkonu a za ním dohřev *O2* přiváděného cirkulačního vzduchu c_2 .

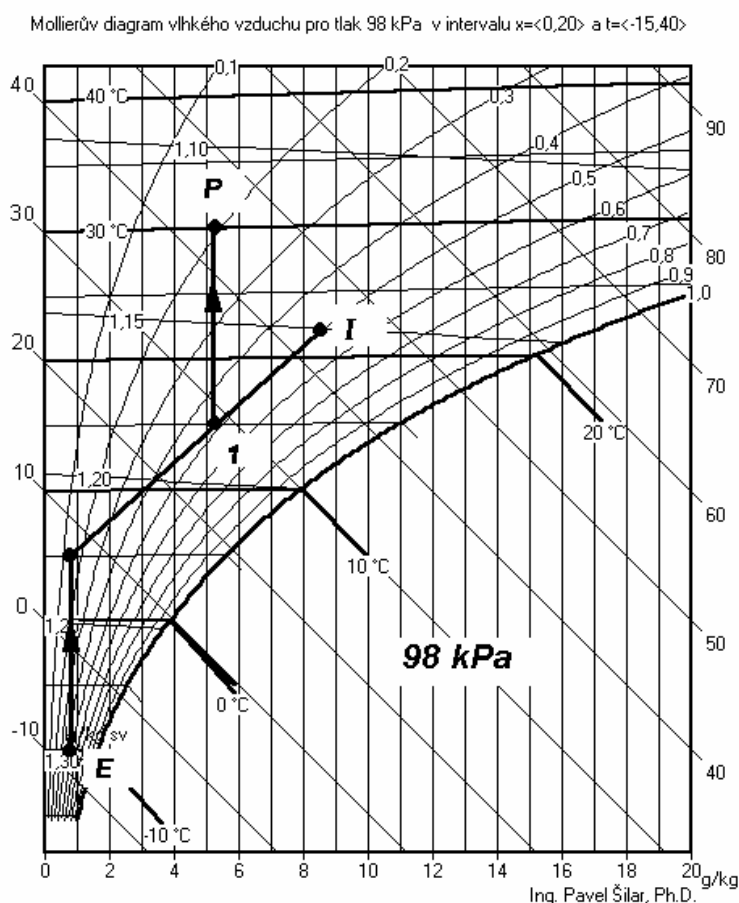


Obr. 5.: Schematické znázornění uspořádání klimatizační jednotky pro letní provoz.

2.1.9 Zimní provoz klimatizačního zařízení

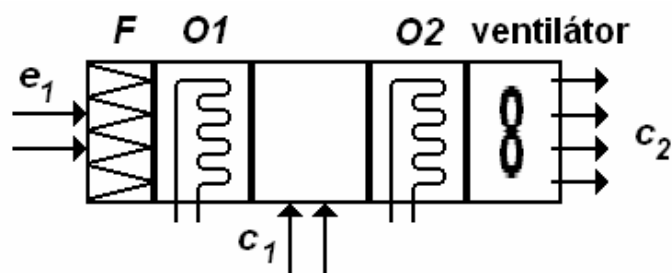
V této kapitole je popsán zimní provoz bez zvlhčování z důvodů, které již byly uvedeny.

S ohledem na nízkou vnější teplotu venkovního prostředí je třeba zabránit vzniku mlhy ve směšovací komoře. Za směšovací komorou by měl být stav vzduchu bezpečně nad křivkou $\phi = 1$, jak je patrné z obr. 6., bod *I*. Proto je používán přehřev přiváděného proudu vzduchu buď v teplovodním ohřívači, nebo v rekuperačním výměníku. Tím samozřejmě dochází k poklesu relativní vlhkosti v klimatizované místnosti, neboť externí vzduch *E* má mnohdy teplotu pod bodem mrazu a tomu odpovídající měrnou vlhkost



Obr. 6.: Příklad zimního provozu v Mollierově diagramu v programu Humid air.

okolo hodnoty $1 \text{ g}_p/\text{kg}_{sv}$. Na obr. 7. je blokové schéma znázorňující možné uspořádání klimatizační jednotky pro zimní provoz. Po průchodu filtrem *F* je přiváděný vzduch e_1 přehříván ve výměníku *O1* a za směšováním s cirkulačním vzduchem c_1 následuje dohřev na stav bodu *P* přiváděného cirkulačního vzduchu c_2 .



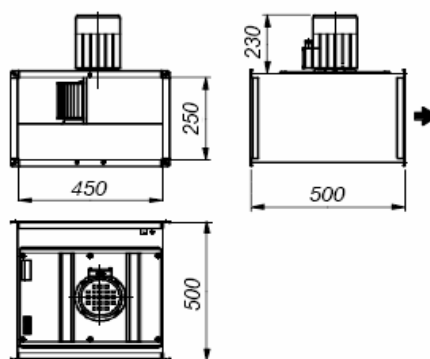
Obr. 7.: Schematické znázornění uspořádání klimatizační jednotky pro zimní provoz.

V případě, že klimatizační jednotka obsahuje ještě zařízení na zvlhčování vzduchu, dohřev se může provést jen částečný. Po něm následuje zvlhčení na hodnotu měrné vlhkosti žádanou pro přiváděný vzduch a nakonec poslední ohřev až na teplotu přiváděného vzduchu. V obr. 6. je zakreslen pouze zimní provoz bez zvlhčování.

2.2 Popis hlavních dílů klimatizační jednotky

Ventilátorový díl

Ventilátorový díl je tvořen radiálním ventilátorem s kruhovými dopředu zahnutými lopatkami. Pohonem je třífázový asynchronní elektromotor o výkonu 0,37 kW, doplněný frekvenčním měničem firmy Siemens (obr. 8a a 8b.).



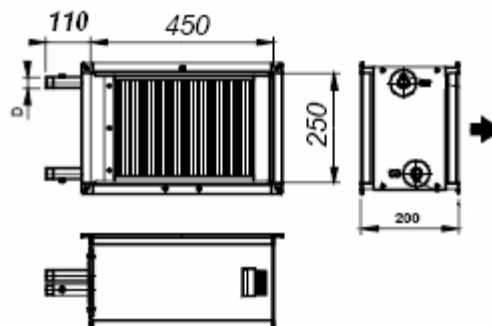
Obr. 8a: Ventilátorový díl [11].



Obr. 8b: Ventilátorový díl.

Ohřívací výměník

Jedná se o teplovodní dvouřadý trubkový výměník s vystřídáním devíti trubkami v každé řadě a se stosedmdesáti obdélníkovými žebry. Trubky jsou vyvedeny ze dvou registrů pro topnou a vratnou větev (obr. 9a a 9b).



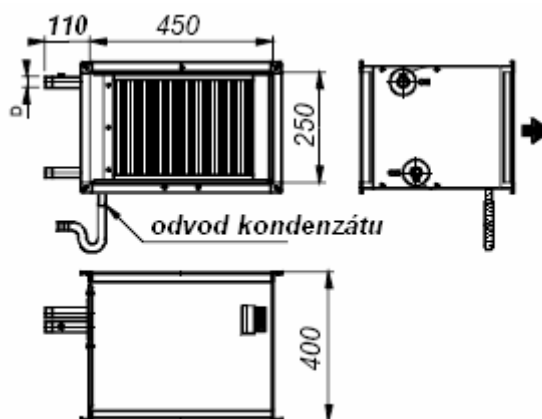
Obr. 9a: Ohřívací výměník [11].



Obr. 9b: Ohřívací výměník.

Chladicí výměník

Jedná se o vodní výměník podobné konstrukce jako ohřívací, s tím rozdílem že má tři řady vystřídáných trubek. Za tímto výměníkem je volný prostor se sběrnou nádobou pro odvod kondenzátu. Tím je definována poloha výměníku při montáži (obr. 10a a 10b).



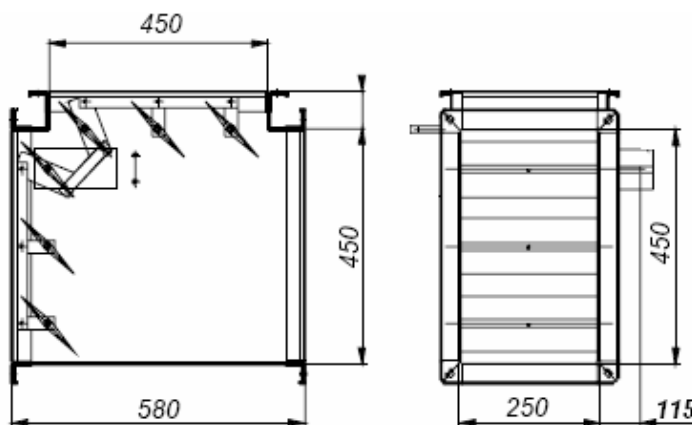
Obr. 10a: Chladicí výměník [11].



Obr. 10b: Chladicí výměník.

Směšovací díl

Součástí směšovacího dílu je osm souběžných klapek vždy po čtyřech v každém vstupu. Klapky jsou vertikálně uloženy a propojeny tak, že při plném otevření jednoho vstupu dojde k zavření toho druhého (obr. 11a a 11b).



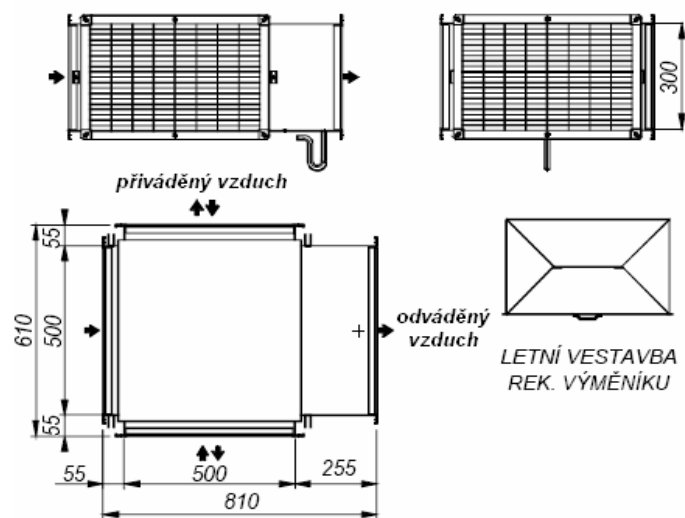
Obr. 11a: Směšovací díl [11].



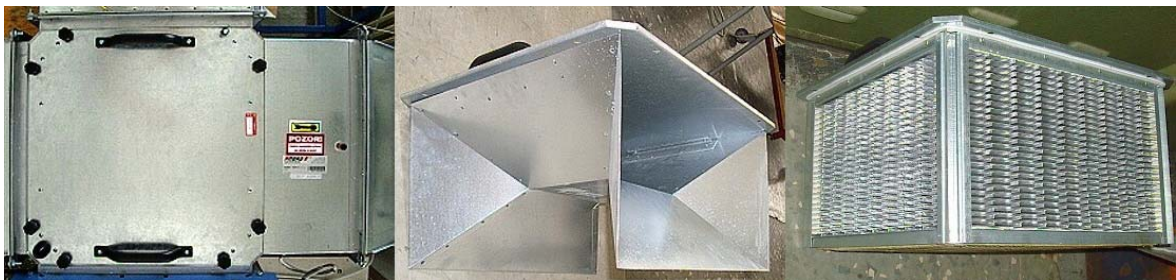
Obr. 11b: Směšovací díl.

Rekuperační deskový výměník

Tento výměník se skládá z pětadvaceti vrstev kanálů. Pro každý směr je k dispozici všech pětadvacet průchozích řad. Výměník lze nahradit tzv. letní vložkou, která zabraňuje přenosu tepla a výrazně šetří energii ventilátoru (obr. 12a. a 12b).



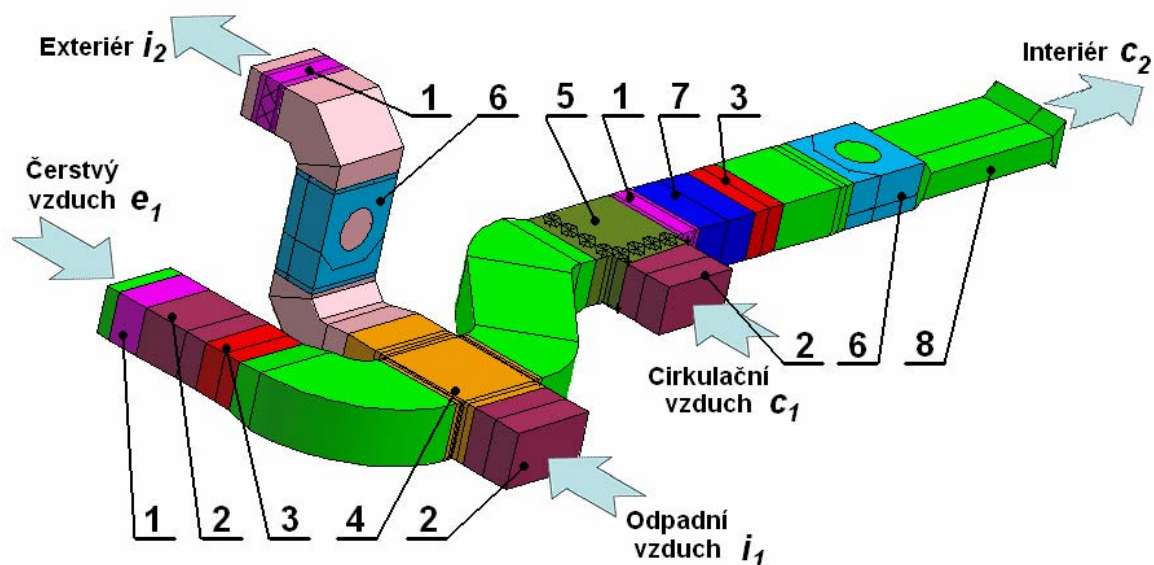
Obr. 12a: Rekuperační deskový výměník [11].



Obr. 12b: Rekuperační výměník (uprostřed je pohled na letní vložku).

2.2.1 Návrh sestavné klimatizační jednotky

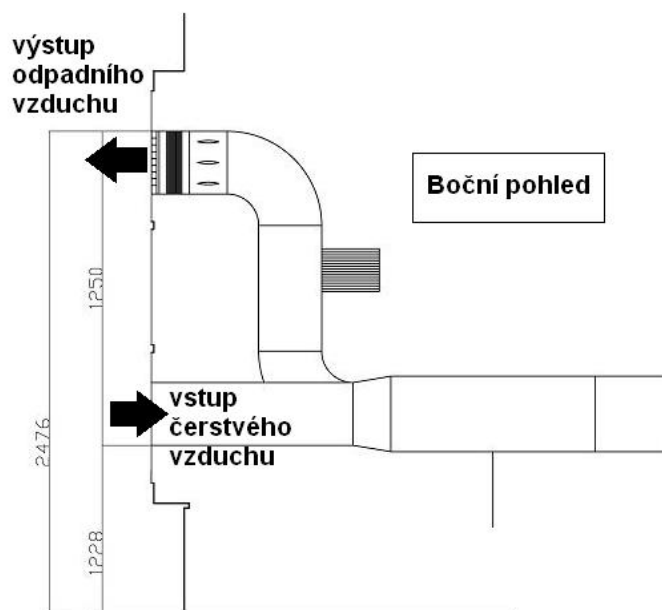
Při návrhu se vycházelo z teoretických předpokladů vlastností vzduchu a jeho úpravy v letních a zimních extrémech. Množství potřebného vzduchu nebylo předmětem řešení problému, neboť tato jednotka slouží pouze pro laboratorní účely. Pro zvýšení tepelné účinnosti byl použit křížový rekuperační výměník, přes který prochází dva proudy vzduchu, aniž by zde došlo k jejich vzájemnému promísení.



Obr. 13: Model klimatizační jednotky s pozicemi.

Na obr. 13. je model klimatizační jednotky s pozicemi. Barevně jsou rozlišeny díly ovlivňující stav nebo proud vzduchu. Světle zelená barva označuje volné propojovací a přechodové díly ve větvi čerstvého vzduchu. Světle růžová barva obdobné díly ve větvi odpadního proudu. V přívodní větvi čerstvého vzduchu je v tomto pořadí (viz. pozice na obr. 13: uzavírací klapka **1**, textilní filtr **2**, předehřev **3** (obr. 9b, 9b), rekuperační výměník **4** (obr. 12a, 12b), směšovací díl **5** (obr. 11a, 11b), filtr cirkulačního vzduchu **2**, klapka **1**, chlazení **7** (obr. 10a, 10b), dohřev **3** (obr. 9a, 9b), radiální ventilátor **6** (obr. 8a, 8b) a tlumič **8**. V odtahové větvi je pouze vnitřní filtr **2**, rekuperační výměník **4** (obr. 12a, 12b), radiální ventilátor **6** (obr. 8a, 8b) a uzavírací klapka **1**. Zvlhčování vzduchu prozatím není součástí tohoto klimatizačního zařízení.

Kvůli rozměrům samotných dílů a celé sestavy bylo nutné přistoupit i k řešení umístění jednotky v laboratoři. Díky celkové délce bezmála šesti metrů a požadavkům na snadný přístup je jednotka uložena na třech nezávislých rámech umožňujících pojezd při případné manipulaci. Výška byla zvolena podle oken, kde jsou vyústky obou větví.



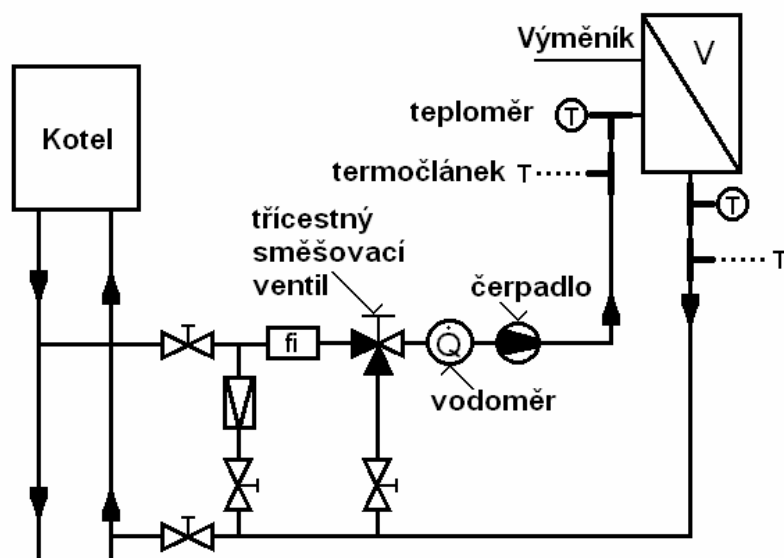
Obr. 14: Boční pohled na klimatizační zařízení [7].

Boční pohled na klimatizační jednotku je na obr. 14., kde je patrný výškový rozdíl odpadní vyústky, která je výš, a přívodu čerstvého vzduchu. Půdorys ze základními kótami rozměrů je v příloze č. 1.

2.3 Vodní okruhy výměníků

Jak již bylo uvedeno, stavebnicový větrací a klimatizační systém obsahuje tři výměníky typu voda-vzduch. Dva z nich slouží k ohřevu vzduchu, třetí je určen k chlazení. Oba ohřívače jsou konstruovány na připojení na topné okruhy většiny horkovodních kotlů, zásobníků teplé užitkové vody, termických slunečních kolektorů apod. Kvůli možnosti navolení různé teploty, průtoku a tedy i výkonu, jsou u obou výměníků použity dva směšovací obvody obsahující čerpadlo, třicestný směšovací ventil, uzavírací kulové ventily a obtok se zpětnou klapkou. Pro snadnější údržbu je ve směšovacím uzlu přidán sítkový filtr. Součástí obvodu je i rotační horkovodní průtokoměr připojený za třicestným směšovacím ventilem. Teplou vodu zajišťuje připojený kondenzační plynový kotel firmy Viessmann, model Vitodens 200, který je součástí vybavení laboratoře. Měření vstupní a výstupní teploty vody je zprostředkováno tyčovými ručkovými teploměry se zadním zapojením do jímky, které jsou určeny pro okamžité a přibližné odečtení teplot. Dále je

měření teplot přiletovanými termočládky umístěnými ve stejných jímkách, do jakých jsou zapuštěny teploměry. Náznorné schéma zapojení směšovacíh uzlů je na obr. 16a, 16b.

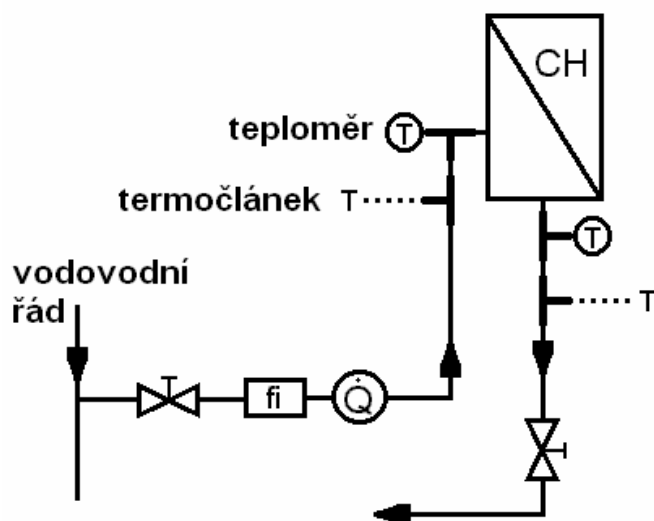


Obr. 16a: Schéma směšovacího obvodu výměníku voda-vzduch pro ohřev.



Foto. 16b: Pohled na směšovací uzel ohřívacího výměníku, v horním rohu čerpadlo GRUNDFOS.

Chladicí okruh je napojen přímo na školní vodovodní řád. Součástí této klimatizace není prozatím žádný systém cirkulace chladicí kapaliny. Teplota výměníku bude tedy závislá na teplotě vody v řádu. Tento okruh je složen pouze z uzavíracího kulového ventilu, filtru, průtokoměru, redukčního tlakového ventilu, teploměrů a termočlánků. Schéma zapojení je na obr. 15a, 15b.



Obr. 15a: Schéma chladicího okruhu výměníku voda-vzduch.



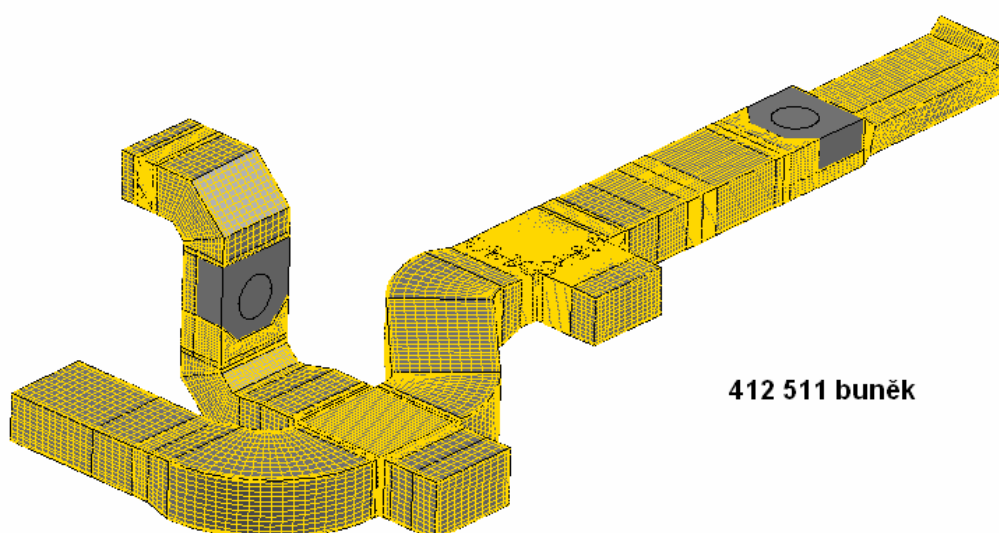
Obr. 15b: Pohled na vodní okruh chlazení.

2.4 Numerický model klimatizační jednotky

Základní ideou vytvoření numerického modelu celé klimatizační jednotky, byla možnost vizualizovat proudění jednotlivými úseky, což by mělo zviditelnit jejich vliv na provoz jednotky. Sledovat chování vzduchu jako ideálního plynu z komplexního pohledu a porovnat numerické výsledky s reálným měřením. K ovlivnění proudění vzduchu jsou součástí modelu klapky v uzavíracích dílech a ve směšovacím části.

Tvarová komplikovanost tratě jednoznačně předurčila model trojrozměrný. Objemy, které představují dílčí části klimatizační jednotky, byly vytvořeny a seskupeny do celé sestavy v programu Pro/Engineer Wildfire 2.0 a importovány do programu Gambit ve formátu Parasolid. Zde byly dotvořeny další objemy, například škrťací a směšovací klapky. Stěny těchto objemů napodobují natočení klapek do předem určených úhlů.

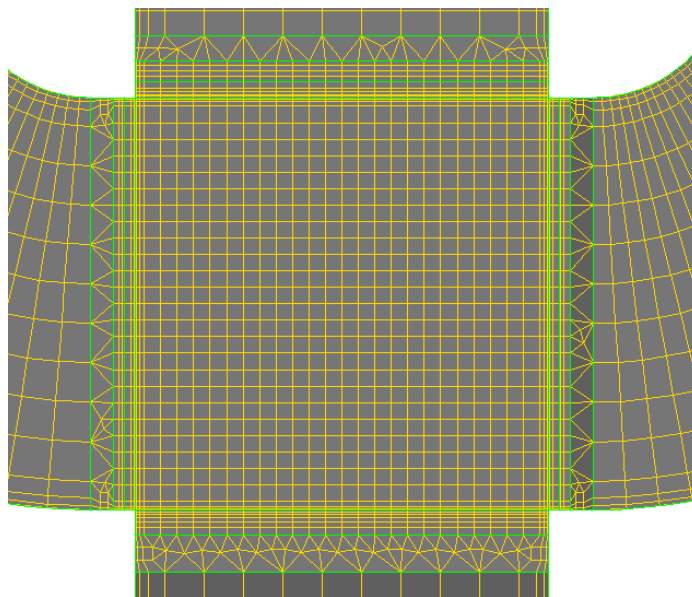
Vzhledem k hardwarovým možnostem výpočtu numerického modelu byla snaha omezit počet buněk výpočtové sítě do půl milionu elementů (obr. 18.).



Obr. 18.: Náhled na síť modelu vytvořenou v programu Gambit.

To vedlo k zjednodušení geometrie některých objemů, jakými jsou například ventilátorový díl, tlumič, rekuperační výměník. Zjednodušení v prvních dvou případech spočívá v nahrazení kruhových ploch a plochy spirální skříně ventilátoru jednoduchým zkosením. Rekuperační výměník, který v reálu obsahuje 25 řad pro každý směr je v modelu reprezentován pouze dvaceti řadami celkem, tedy pro každý směr po deseti.

Jednotlivé díly vyžadovaly různou hustotu sítě, podle požadavků na jejich budoucí funkci a přesnost výsledků. Názorný příklad je na obr. 19., kde je pohled shora na rekuperační výměník. Hustější síť je použita pro jednotlivé řady rekuperačního výměníku, naopak řidší síť je pro spojovací díly.

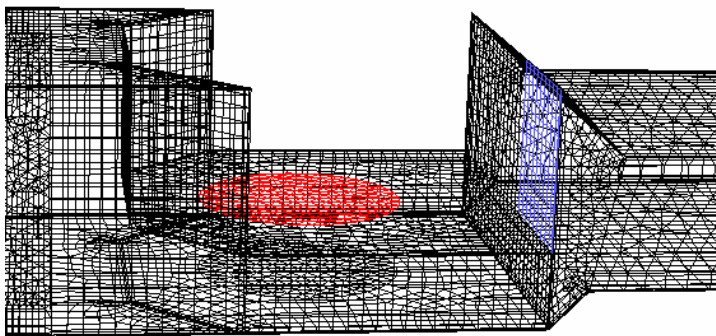


Obr. 19.: Náhled na zhuštěnou síť rekuperačního výměníku v programu Gambit.

2.4.1 Nastavení v programu Fluent

Výpočet modelu probíhal v programu Fluent 6.1. Pro řešení se zvolil stacionární, implicitní, trojrozměrný model a pro simulování chování viskózního prostředí byl použit dvou-rovnicový turbulentní model RNG k- ϵ . Zapnutí energetických rovnic vycházelo z předpokladu, že by se mohly sledovat i teplotní gradienty proudu vzduchu při zadání tepelného toku do zvolených objemů, reprezentujících díly výměníků s výjimkou rekuperačního. Pro vliv rekuperačního výměníku byly povoleny přestupy tepla stěnou. Vlastnosti vzduchu byly zjednodušeny na ideální plyn s referenční hodnotou tlaku 98 kPa.

K této hodnotě se vztahovaly okrajové podmínky použité na modelu klimatizační jednotky. Na obr. 20. je červeně znázorněna kruhová plocha, která reprezentuje sání ventilátorového dílu.



Obr. 20.: Pohled na model ventilátoru v programu Fluent.

Na tuto okrajovou podmínku byla nastavena hodnota podtlaku 200 Pa. Na stejnou plochu ventilátoru v odpadní větvi byla dána hodnota podtlaku pouze 18 Pa proto, aby byly

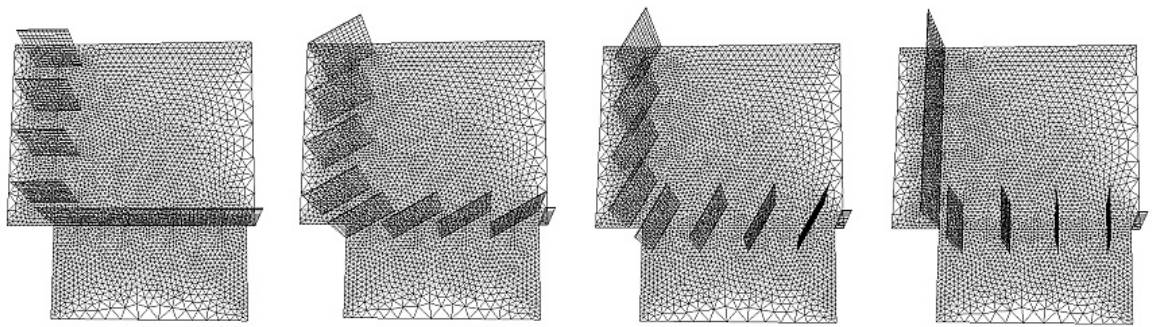
hmotnostní toky čerstvého a odpadního vzduchu rekuperačním výměníkem podobné a daly se snadno porovnat změny teploty v proudu při počátečním natočení klapek ve směšovači do úhlu třiceti stupňů. Vstupy čerstvého, cirkulačního a odpadového vzduchu vycházely z klidového stavu s referenčním tlakem.

Pro prvních několik tisíc iterací probíhal výpočet bez přístupu tepla a tlakových ztrát ve výměnících. Tlakové ztráty výměníků (s výjimkou rekuperačního) byly simulovány později funkcí porous-jump se ztrátovými koeficienty určenými z dokumentace firmy Alteko. Pro ohřívací díly byly použity tyto parametry: „Porous medium thickness“ (tloušťka porézního média) 0,1 m, „Pressure-jump coefficient“ (ztrátový koeficient) $C2 = 137 \text{ m}^{-1}$. Chladicí díl se nastavil na stejnou tloušťku porézního média se ztrátovým koeficientem $C2 = 211 \text{ m}^{-1}$. Plochy s těmito podmínkami se nacházejí v místech příslušných výměníků.

Teploty na vstupech do jednotlivých větví byly nastaveny na tyto hodnoty: teplota na vstupu čerstvého vzduchu 8 °C (přesněji 281 K), teploty na vstupech cirkulačního a odpadního vzduchu 20 °C (293 K). Ohřev výměníku lze napodobit přenesením tepelného výkonu do předem definovaného objemu. V modelu byl nastaven na hodnotu $231\,111 \text{ W/m}^3$, která odpovídá naměřenému výkonu výměníku 5200 W.

2.4.2 Očekávané výsledky simulace

Prioritní očekávané výsledky se týkaly pouze proudění vzduchu, přesněji hmotnostních toků větvemi přírodního a odpadního proudu. Vliv směšovacího dílu na velikost hmotnostního toku čerstvého a cirkulačního vzduchu spočívá v nastavení úhlu natočení klapek. Toto natočení je dáno geometrií modelu do čtyř poloh a to pro 0°, 30°, 60° a 90°, přičemž 0° znamená, že je přívod cirkulačního vzduchu zcela uzavřen. Naopak 90° je takové natočení klapek, že přívod cirkulačního vzduchu je naplno otevřen a čerstvý je zavřen, jak je patrné z obr. 21., vpravo. Zde jsou všechny čtyři případy natočení klapek. Na každém díle je zespodu vstup cirkulačního vzduchu a zleva přívod čerstvého.



Obr. 21.: Natočení klapek ve směšovacím díle v modelu do čtyř poloh; zleva 0°, 30°, 60° a 90°.

Předpokladem bylo, že průtoky čerstvého a cirkulačního vzduchu by se měly měnit v závislosti na natočení klapek.

2.5 Teorie měření

2.5.1 Charakteristika ventilátoru

2.5.1.1 Postup měření charakteristiky ventilátoru

Proměření charakteristiky ventilátoru by mělo při dalším měření poskytnout informace o velikosti průtočného množství vzduchu z poměrně snadného odečtení diferenčního tlaku na ventilátoru. Vzhledem k povaze ostatních měření byla charakteristika určena pro nejvyšší stupeň výkonu. Frekvenční měnič, připojený k elektromotoru, umožňuje regulaci výkonu změnou otáček, dle dokumentace firmy Alteko, plynule s vyznačením osmi bodů. Po bližším seznámení se s elektronickou regulací připojenou k frekvenčnímu měniči, došlo k rozhodnutí proměřit frekvenci otáček elektromotoru v uvedených osmi stupních alespoň stroboskopicky a porovnat je s hodnotami uváděnými v dokumentaci.

K vlastnímu měření charakteristiky bylo nutné některé díly klimatizační jednotky přeskupit a odpojit od celé tratě. Pořadí dílů a vlastní zapojení je patrné z obr. 22a, 22b.



Obr. 22a: Schematické znázornění pořadí zapojených dílů pro měření charakteristiky ventilátoru.

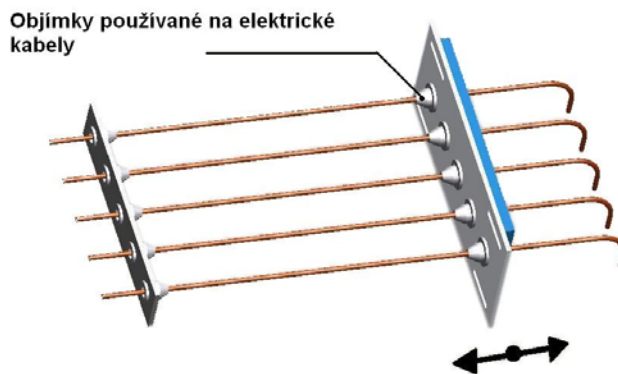


Foto. 22b: Fotografie uspořádání dílů klimatizace při měření charakteristiky na ventilátoru

Před měřením charakteristiky bylo provedeno stroboskopické měření otáček ventilátoru v osmi bodech stupnice a v krajních polohách maxima a minima na potenciometru ovládání.

K určení tlakové difference na ventilátoru sloužil skloněný manometr plněný lihem. Zjišťování průtoku se uskutečnilo nepřímou metodou pomocí měření rychlostních polí na výstupu ve volném díle.

Rychlostní pole bylo získáno přepočtem z dynamického tlaku. Pro tento případ posloužilo zařízení vlastní výroby, skládající se z pěti samostatných Pitotových trubic, uchycených v kabelových vývodech tak, aby bylo možné s trubicemi traverzovat ve vertikálním směru. Model zařízení je na obr. 23a, 23b.



Obr. 23a: Zařízení s Pitotovými trubicemi pro měření rychlostních polí, model v Pro/Engineer Wildfire 2.0.



Obr. 23b: Pohled na výslednou podobu zařízení Pitotovými trubicemi pro měření rychlostních polí.

Celkový tlak se měřil pomocí Pitotových trubic na výstupu skloněným manometrem. Vzhledem k tomu, že klimatizace není přetlaková a že k měření docházelo na výstupu byl statický přetlak nulový a odečítané hodnoty odpovídaly dynamickému tlaku. Přesto se statický tlak kontroloval dalším skloněným manometrem.

Jako škrtící orgán byla použita klapka. Ta se pro další bod měření vždy pootevřela tak aby byla patrná změna tlakové difference na ventilátoru. V každém bodě diferenčního tlaku bylo naměřeno čtyřiapadesát hodnot dynamického tlaku v celém výstupním průřezu. Tato data posloužila pro výpočet objemového toku.

Hodnotami tlaku ze staničního barometru a digitálního vlhkoměru byl určen stav vzduchu v místnosti.

2.5.1.2 Zpracování výsledků charakteristiky ventilátoru

Výška lihového sloupce ze skloněných manometrů se získá vynásobením odečtené délky konstantou 1/2, nebo 1/8 podle velikosti sklonu manometru. Z naměřených hodnot dynamického tlaku se vypočítala rychlost proudění v bodě podle vztahu

$$w_i = \sqrt{2 \frac{z \cdot \rho_l \cdot g}{\rho}}, \quad [\text{m/s}] \quad (11)$$

kde w_i je dílčí rychlost v měřeném bodě, z je výška lihového sloupce v bodě, ρ_l je hustota lihu 810 [kg/m³], g gravitační zrychlení a ρ je hustota proudícího vlhkého vzduchu.

Pro výpočet výsledného objemového toku vzduchu byla sestavena plošná váhová tabulka, neboť traverzování a sběr dat neprobíhal ekvidistantně. Body měření měly mezi sebou odlišnou vzdálenost. Suma hodnot váhové tabulky odpovídá velikosti plochy výstupního průřezu, ve kterém měření proběhlo. Po vynásobení bodů váhové tabulky s daty rychlostního pole se výsledné hodnoty sečetly. Tím byl dán objemový tok pro jeden diferenční tlak na ventilátoru.

2.5.2 Základní režimy klimatizační jednotky

Hlavním úkolem těchto měření je stanovení mezních limitů a provozních možností dané klimatizační jednotky v jejím uvedeném zapojení. Vzhledem k výsledné sestavě klimatizační jednotky a k možnostem využití dostupných měřících přístrojů přicházejí v úvahu tři mezní provozní režimy: cirkulační režim, větrací režim s rekuperací a bez rekuperace (letní provoz). Měření by mělo probíhat při maximálních průtocích vzduchu a za takových podmínek nastavených na vodních směšovacích uzlech, aby bylo možné určit výkony použitých výměníků.

2.5.2.1 Cirkulační režim

Tento provozní režim je umožněn směšovacím dílem (Obr. 11a) tím, že jsou klapky pro externí vzduch zcela zavřeny a klapky pro vnitřní vzduch naopak naplno otevřeny (obr. 21. vpravo). Cirkulační vzduch je nasáván z místnosti, prochází filtrem a je ohříván, případně chlazen v některém z výměníků. Takto upravený se vrací zpět do místnosti. Čerstvý externí vzduch není nasáván vůbec. Cirkulační režim byl proměřen ve dvou variantách. Jednou pro

ohřev vzduchu a jednou pro chlazení. Ohřev vzduchu byl dále měřen pro nastavení zdvihu třicestného směšovacího ventilu s nulovým směšováním a směšováním při stejnoměrném otevření obou cest (polovina rozsahu stupnice na ventilu).

Cílem tedy bylo určit maximální průtok vzduchu a výkony výměníků, při nastavených teplotách topné, případně chladící vody.

2.5.2.2 Větrací režim s rekuperací

Je nejčastěji používán pro odvod a přívod vzduchu v zimním období. Směšovací díl je nastaven tak, aby vnitřní vzduch nebyl nasáván a nedocházelo ke směšování, stejně tak v ostatních větracích režimech. Přiváděný vzduch může být předehříván, prochází rekuperačním výměníkem a je dohříván ve výstupním výměníku. Vzhledem k tomu, že toto měření probíhalo v období s poměrně teplým počasím, je provedeno bez předehřevu čerstvého vzduchu z důvodu posílení vlivu rekuperačního výměníku.

2.5.2.3 Větrací režim bez rekuperace

Tento režim slouží hlavně pro prostou výměnu vzduchu s další možností ohřevu, nebo pro letní provoz s chlazením. Rekuperační výměník je nahrazen letní vložkou. V tomto případě je provedeno dvojí měření s ohřevem vzduchu. První měření proběhlo současně s měřením větracího režimu s rekuperací, kvůli možnému porovnání výsledků. Druhé měření mělo ověřit možnosti ohřevu vzduchu při nastavené teplotě na kotli a za použití jak předehřevu vzduchu tak jeho dohřátí v obou výměnících.

2.5.2.4 Větrací režim s chlazením

Větrací režim s chlazením je mezní režim letního provozu. Vzduch projde letní vložkou a bez směšování s vnitřním vzduchem je ochlazen ve výměníku k tomu určeném. Jak již bylo uvedeno výše je v tomto případě teplota chladiče závislá na teplotě vody ve vodovodním řádu.

2.5.2.5 Postup měření v základních režimech

K měření teploty vzduchu před a za výměníkem byly použity termočlánky typu K. Jeden termočlánek, umístěný uprostřed průřezu potrubí 50 milimetrů před výměníkem, sloužil k měření teploty vzduchu vstupujícího do výměníku. Teplota vzduchu za výměníkem byla měřena pěti termočlánky, umístěnými vertikálně nad sebou po celé výšce potrubí opět cca 50 milimetrů za výměníkem v polovině šířky průřezu, kam byly přivedeny pomocí zařízení na obr. 23a a 23b. Umístění termočláneků je na obr. 24.



Obr. 24.: Pohled na uchycení termočláneků určených k měření teploty vzduchu v průřezu za výměníkem.

Další termočlánky snímaly teploty média určené k chlazení, případně ohřevu, na vstupu a na výstupu z výměníků. Termočlánek, který sloužil pro porovnání teploty v místnosti, byl umístěn na měřicím stole. Pomocí hodnot ze staničního barometru a digitálního vlhkoměru se určil stav vzduchu v místnosti. V případě sání vnějšího vzduchu se jeho vlhkost určila psychrometrem. Odečet teplot získaných termočlánky se uskutečnil prostřednictvím hardwaru ADAM 5000 a softwaru GENIE. Kondenzační plynový kotel firmy Viessmann model Vitodens 200 zajistil potřebnou teplotu vody pro úlohy s ohřevem. Měření průtoku vody výměníkem bylo provedeno pomocí rotačního průtokoměru s přesností odečtu na půl desetinu litru a digitálními stopkami Pragotron DS 35. Podle diferenční tlaku na ventilátoru měřeného skloněným manometrem plněným lihem se určoval průtok vzduchu a to buď

z dokumentace firmy Alteko, nebo z naměřené charakteristiky. Průtoky se ověřovaly měřením rychlosti proudění v bodě vrtulkou.

Po nastavení a ustálení provozního režimu se spustil program GENIE, který zobrazoval na monitoru měřená data a v sekundových intervalech je ukládal do vlastního datového souboru. V průběhu ukládání dat pak bylo možné provést měření diferenčního tlaku na ventilátoru a průtoku vody výměníkem za pomoci stopek a opakovaného měření.

2.5.2.6 Postup zpracování dat

Zpracování dat ve všech případech měření, spočívalo nejprve v importu dat do programu Microsoft Excel. Výkony výměníků byly určeny obecnou metodou jak pro vodní stranu, tak ze strany vzduchu. Ze strany vody podle rovnice

$$Q_w = \dot{m}_w \cdot c_{pw} \cdot (t_{wvst} - t_{wvyjst}), \quad [W] \quad (12)$$

kde \dot{m}_w je hmotnostní tok vody v [kg/s], c_{pw} měrná tepelná kapacita [J/(kg·K)], t_{wvst} teplota vody vstupující do výměníku [°C] a t_{wvyjst} je teplota vody vystupující z výměníku [°C].

Hmotnostní průtok byl vypočítán po vynásobení hustoty vody, při dané teplotě a objemového průtoku, který lze získat jako aritmetický průměr opakovaného měření. V tomto případě byla odečítána doba za kterou projdou výměníkem dva litry vody. Určení průtoku vychází z teorie opakovaného měření [10], kdy získáváme hodnoty fyzikální veličiny opakovaně za stejných podmínek.

Výpočet výkonu ze strany vzduchu je obdobně

$$Q_v = \rho \cdot \dot{V} \cdot c_{pv} \cdot (t_{vvst} - t_{vvyjst}), \quad [W] \quad (13)$$

kde ρ je hustota vlhkého vzduchu určená z rovnice (5) [kg/m³] a střední teploty, \dot{V} objemový tok proudu vzduchu [m³/s], c_{pv} je měrná tepelná kapacita vzduchu [J/(kg·K)], t_{vvst} teplota vzduchu vstupujícího do výměníku a t_{vvyjst} je teplota vzduchu vystupující z výměníku.

Kvůli určení hustoty vzduchu je potřeba znát ještě tlak syté páry p_p , který lze odečíst z Mollierova diagramu, nebo vypočítat. V rozmezí teplot 0 až 80°C je postačující jednodušší varianta výpočtu z rovnice

$$p_p'' = e^{\frac{23,58-4044,6}{235,6+t}}, \quad [Pa] \quad (14)$$

kde t je střední teplota vlhkého vzduchu při chlazení nebo ohřevu [2]. Teploty t_{vvst} , t_{wvst} , t_{vyvst} a t_{vyvst} se z naměřených dat určí jako aritmetický průměr.

Průtoky vzduchu zjištěné měřením rychlosti v několika bodech průřezu vrtulkou byly zpracovány podobným způsobem přes plošnou váhovou tabulku, jako v případě měření charakteristiky ventilátoru. Zde však byly odečítány přímo hodnoty velikosti rychlosti z přístroje Schiltknecht.

2.5.3 Charakteristika výměníku

Charakteristika výměníku vychází z předpokladu, že podmínkou pro uspokojivou regulaci by měla být snaha o dosažení zátěžově-lineární regulační smyčky. Pojem „zátěžově-lineární regulační smyčka“ znamená, že mezi polohou regulačního ventilu a přenášeným tepelným výkonem existuje lineární vztah.

Charakteristikou tepelného výměníku se rozumí závislost výkonu na velikosti průtoku, nebo závislosti poměrného výkonu na poměrném průtoku. Poměrné hodnoty se získají podílem okamžitých hodnot a hodnot odpovídajícím maximálnímu zdvihu regulačního orgánu.

Zapojení vodních okruhů ohřívacích dílů vychází z předpokladu, že se potřebný výkon ohřevu bude měnit třicestným směšovacím ventilem, tedy změnou teploty vody vstupující do výměníku. Z toho důvodu nejsou součástí směšovacích obvodů armatury určené k regulaci průtoku. Proto charakteristiku ohřívacího dílu nelze měřit regulací průtoku na straně vody, ale na straně vzduchu. Škrticím a uzavíracím orgánem na straně vzduchu je horizontální klapka.

Součástí zadání je i měření rychlostního a teplotního pole za výměníkem.

2.5.3.1 Postup měření charakteristiky výměníku

Kvůli možnosti použít co největší rozsah objemového průtoku vzduchu byla charakteristika výměníku měřena v cirkulačním režimu. Na směšovacím uzlu vodního okruhu byla nastavena teplota vody, vstupující do výměníku. Otevíráním horizontální klapky se měnil hmotnostní tok vzduchu výměníkem. Jeho hodnota se určila nepřímo odečítáním diferenčního tlaku na ventilátoru a následným zjišťováním z naměřené charakteristiky ventilátoru.

Snímání teplot vody a vzduchu vstupujících a vystupujících z výměníku probíhalo stejným způsobem jako v úlohách měření základních režimů klimatizace.

Měření teplotního pole bylo vzhledem k možnosti zvýšení gradientu teploty provedeno samostatně s přívodem čerstvého vzduchu bez směšování. Pomocí zařízení zobrazeného na obr. 23a, 23b a 24. byly umístěny termočlánky přímo za výměník, tak aby se s nimi dalo traverzovat. Současně bylo provedeno měření rychlostního pole za výměníkem.

2.5.3.2 Zpracování dat charakteristiky výměníku

Nejprve byla určena hustota vlhkého vzduchu v místnosti pomocí barometrického tlaku, relativní vlhkosti a teploty. Z naměřené tlakové difference na ventilátoru se podle jeho charakteristiky zjistil příslušný objemový tok. Výsledný výkon ze strany vzduchu se vypočítal podle rovnice (13). Při každém dalším přivření klavy bylo nutné chvíli počkat, než se ustálí teploty vzduchu a vody.

Výkony byly vyneseny do grafu v závislosti na objemovém průtoku. Teplotní a rychlostní pole byla zpracovávána podobným způsobem jako při měření charakteristiky ventilátoru, tedy pomocí váhové tabulky.

3 Dosažené výsledky

3.1 Numerické výpočty

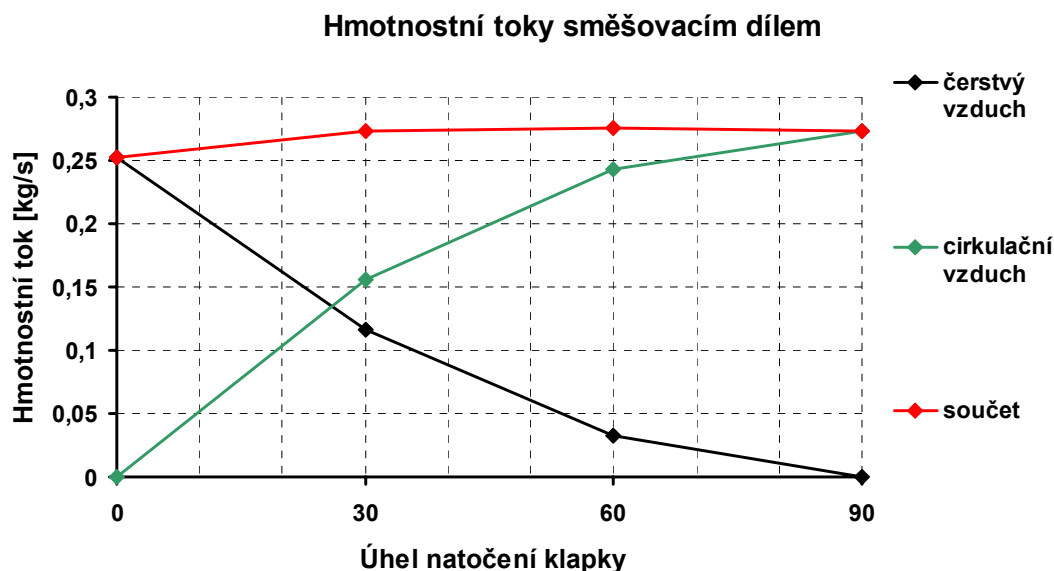
3.1.1 Hmotnostní toky v klimatizaci

Podle natočení klapek ve směšovacím díle modelu klimatizace se měnily hmotnostní toky čerstvého a cirkulačního vzduchu, přičemž tlakové ztráty příslušných výměníků, generované podmínkami porous-jump, byly započítány. V tab. 1. jsou uvedeny hmotnostní toky jednotlivými vstupy vzduchu při natočení klapek do úhlu 0, 30, 60 a 90 stupňů. Dále jsou v tabulce uvedeny součty hmotnostních toků čerstvého a cirkulačního vzduchu a pro úplnost hmotnostní tok odpadní větvi.

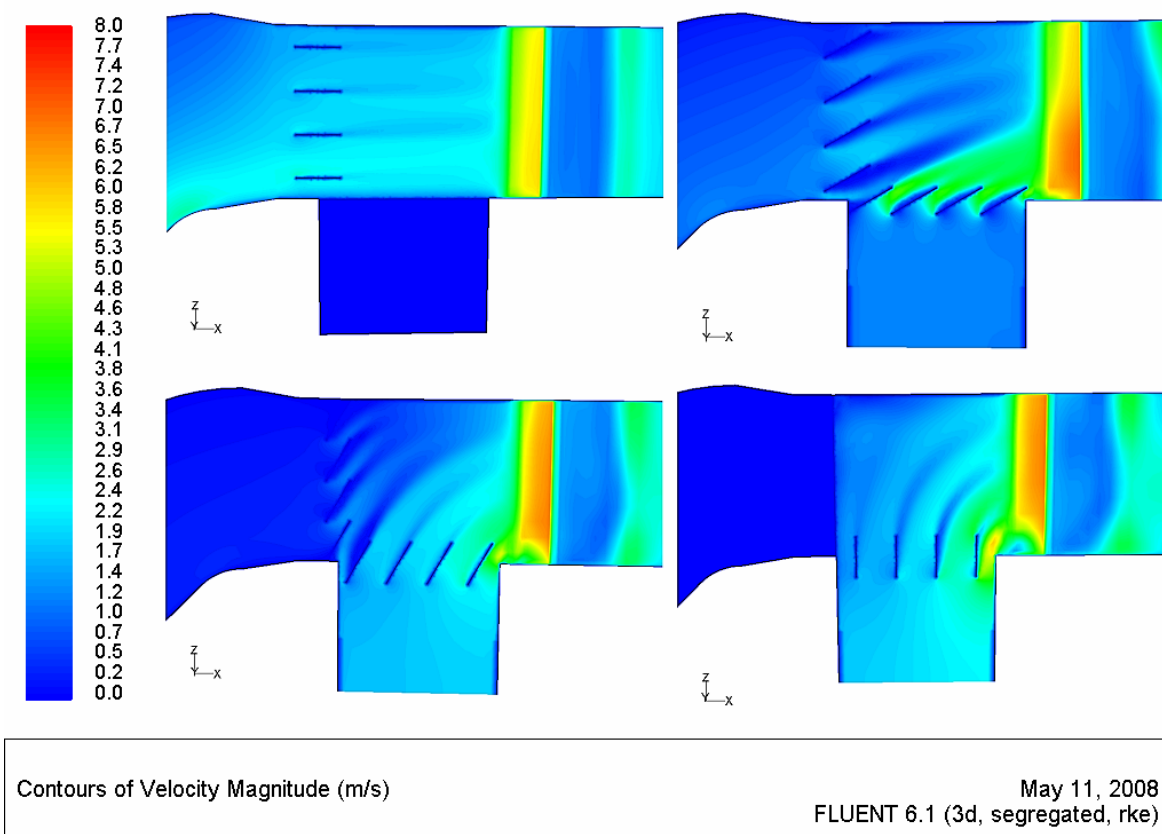
Úhel natočení klapek ve směšovacím díle		0	30	60	90
Hmotnostní toky v [kg/s]	Čerstvý vzduch	0,25	0,12	0,03	0
	Cirkulační vzduch	0	0,16	0,24	0,27
	Součet	0,25	0,27	0,27	0,27
	Odpadní vzduch	0,12			

Tab. 1.: Výsledky simulace vlivu úhlu natočení klapek ve směšovacím díle na velikost hmotnostních toků čerstvého a cirkulačního proudu vzduchu.

Pro snadnější čitelnost je zde obr. 25. z hodnot uvedených v tab. 1.



Obr. 25.: Výsledky simulace vlivu úhlu natočení klapek ve směšovacím díle na hmotnostní toky čerstvého a cirkulačního vzduchu.



Obr 26.: Kontury rychlostí ve směřovacím díle při různém natočení klapky.

Na obr. 26. je pohled na směřovací díl se všemi čtyřmi polohami klapky. Oblast s vyššími rychlostmi za směřovacím dílem je způsobena horizontální klapkou, která je v modelu natočena pod úhlem 45 stupňů.

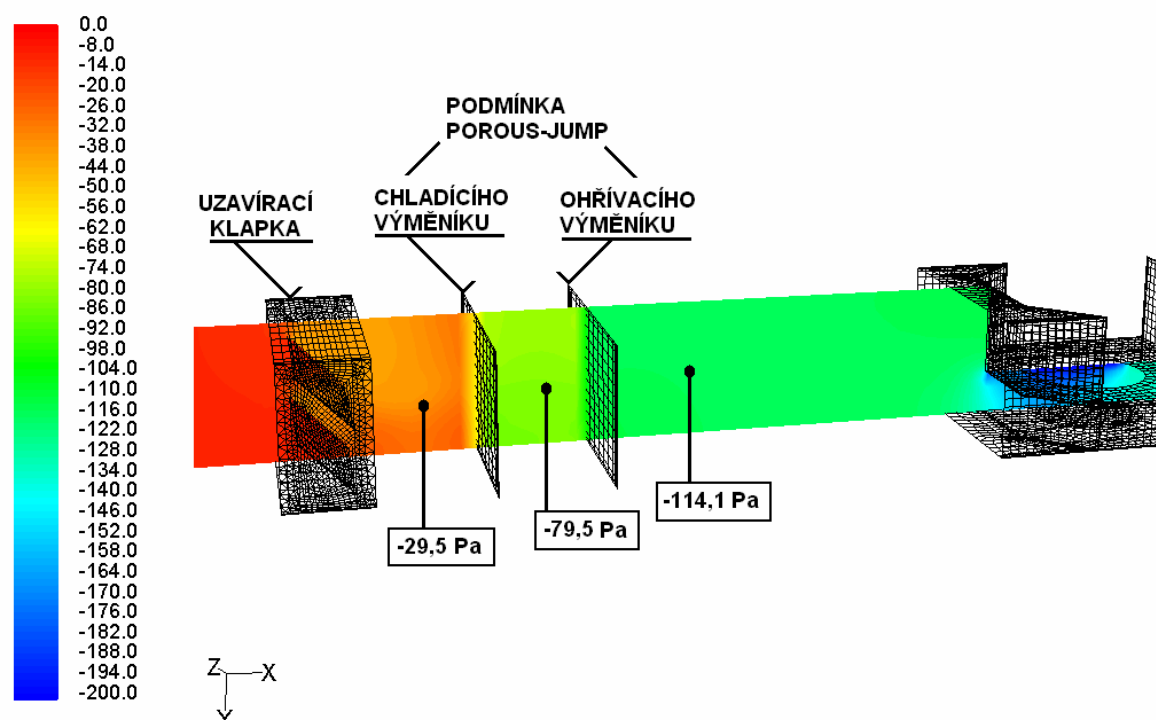
Zhodnocení výsledků

Hmotnostní toky čerstvého a cirkulačního vzduchu se podle očekávání vlivem natočení klapky v modelu směřovacího dílu skutečně mění, rozdíl je i mezi úhly natočení třicet a šedesát stupňů. Tato skutečnost je nejlépe patrná z obr. 25. Prozatím tedy bude možné modelovat alespoň dva případy směřování dvou proudů vzduchu s odlišnými vlastnostmi.

3.1.2 Tlakové ztráty výměníků

Jak již bylo zmíněno, tlakové ztráty jsou v modelu klimatizace generovány podmínkou porous-jump se ztrátovými koeficienty C_2 , určenými z dokumentace firmy Alteko. Ztrátové koeficienty jsou vztaženy na šířku porézního media. Na obr. 27. je pohled na rozložení statického tlaku v podélné rovině řezu ve výstupní části přiváděného vzduchu.

Na obrázku je také vidět síť na stěnách klapky a ventilátorového dílu. Plochy na něž byla podmínka porous-jump aplikována jsou napříč řezem. První zleva náleží chladicímu výměníku a vpravo ohřívacímu.



Contours of Static Pressure (pascal)

May 15, 2008
FLUENT 6.1 (3d, segregated, rke)

Obr. 27.: Pohled na rozložení statického tlaku v podélném průřezu modelu po průchodu proudů jednotlivými díly klimatizace při hmotnostní toku vzduchu 0,27 kg/s.

Výsledné velikosti statického tlaku získané numerickým výpočtem jsou v tab. 2. Hodnoty jsou získány plošně váhovým průměrem při velikosti hmotnostního průtoku 0,27 kg/s.

Tlakové ztráty výměníků	Ztrátový koeficient C2 [m ⁻¹]	Statický tlak		Tlaková difference [Pa]	Hmotnostní tok [kg/s]
		před výměníkem [Pa]	za výměníkem [Pa]		
Chladicí výměník	211	-29,5	-79,5	-50,0	0,27
Ohřívací výměník	137	-79,5	-114,1	-34,6	

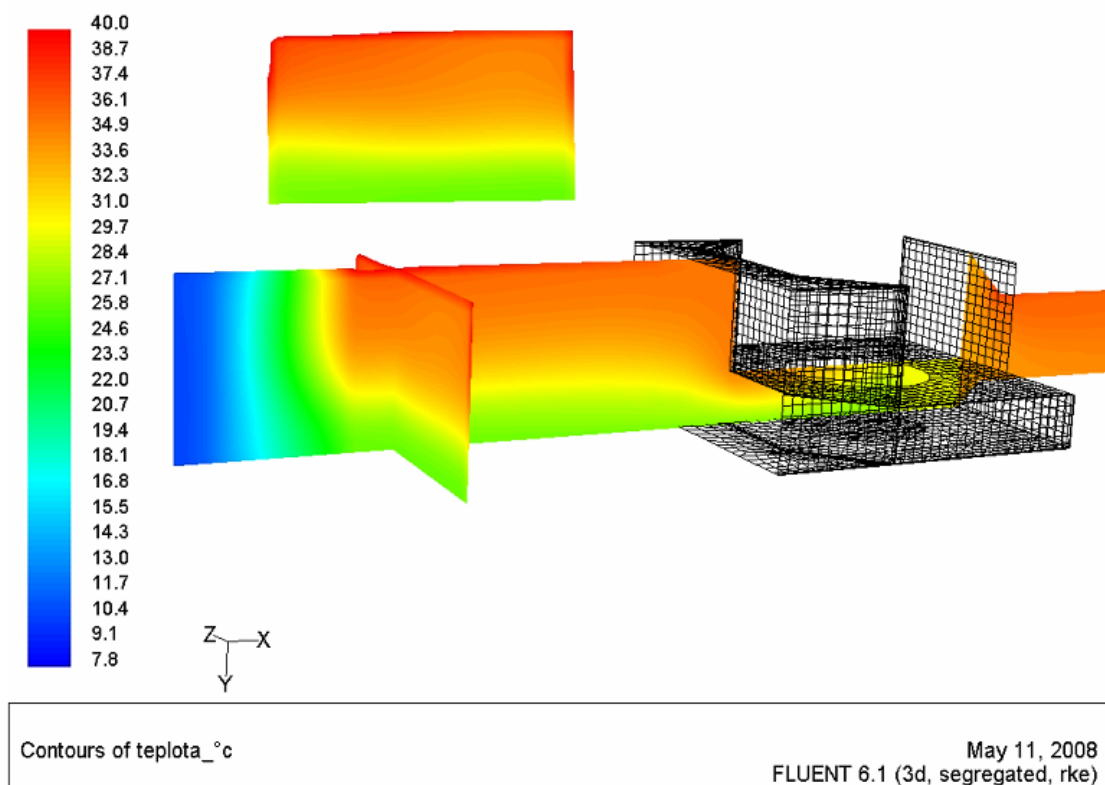
Tab. 2.: Příklad výsledných statických tlaků před a za podmínkami porous-jump, simulujících tlakové ztráty výměníků a vzniklé tlakové difference.

Zhodnocení výsledků

V tab. 2. je vidět, že difference statického tlaku chladicího dílu je -50 Pa, při daném hmotnostním toku a ztrátovém koeficientu C2. Velikost statického podtlaku před chladicím výměníkem je 29,5 Pa. Na obr. 27. je patrné, že i uzavírací klapky natočené pod úhlem 45° mají částečný vliv na velikost statického tlaku při tomto hmotnostním toku.

3.1.3 Změny teplot v modelu klimatizace

Modelování ohřevu vzduchu a sledování změn teplot v blízkosti rekuperačního výměníku, mělo sloužit k porovnání s výsledky měření. Z tohoto důvodu se sledovaly změny teploty čerstvého vzduchu při zcela zavřeném vstupu cirkulačního vzduchu, neboli úhlu natočení klapek ve směšovací díle nula stupňů. Pohled rozložení teplot v podélném řezu a příčném řezu větví čerstvého vzduchu za ohřevem je na obr. 28.



Obr. 28.: Pohled na rozložení teplot v podélném a příčném řezu za ohřívacím dílem modelu klimatizace

V pravé části obrázku je vidět síť stěn ventilátorového dílu. V horní části obrázku je čelní pohled na teplotní pole za výměníkem. Teploty před a za ohřevem získané zprůměrnováním podle velikosti hmotnostního toku, příslušný hmotnostní tok a získaný výkon jsou v tab. 3.

hmotnostní tok [kg/s]	t-před [°C]	t-za [°C]	Výkon [W]
0,252	10,6	31,1	5198

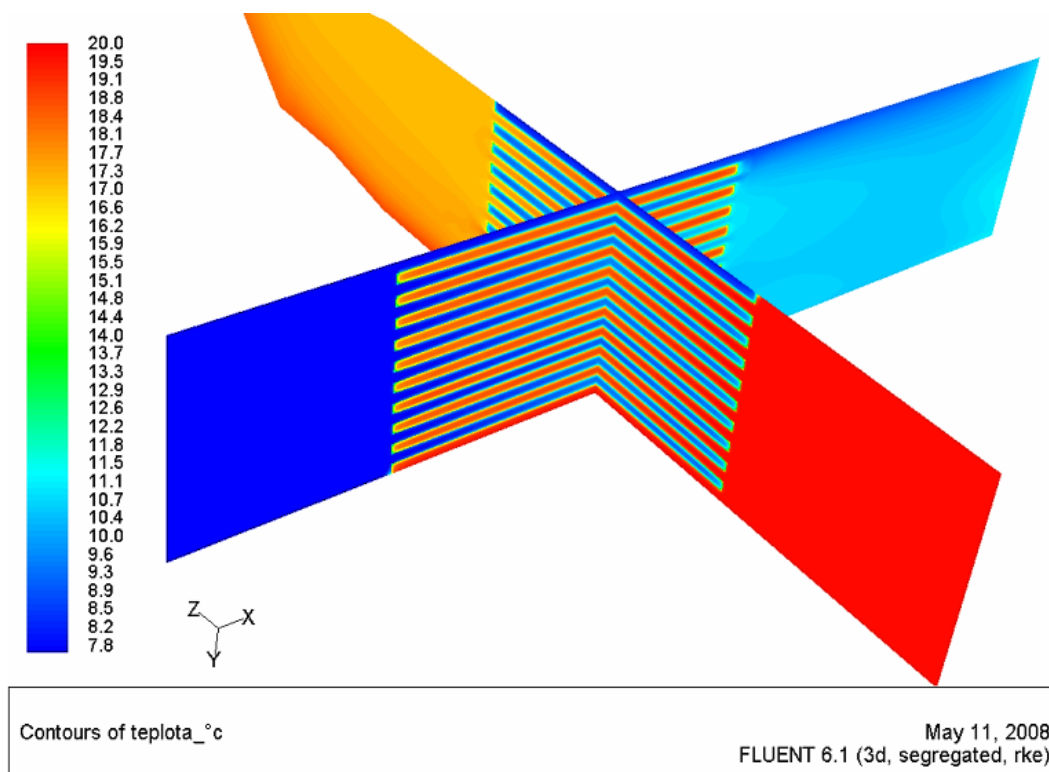
Tab. 3.: Teploty před a za ohřevem vzduchu bez směšování získané pomocí funkce hmotnostně váhových průměrů.

Zhodnocení výsledků

Na obr. 28. je v podélném řezu vidět před stěnami ventilátoru hromadění teplého vzduchu. Odpovídající teplota vzduchu v příčném řezu za výměníkem získaná pomocí hmotnostní váhové funkce průměru je 31,1 °C. Teplotní difference je 20,5 °C.

3.1.3.1 Vliv rekuperačního výměníku

Celkový pohled na teplotní rozložení v řezech rekuperačním výměníkem jsou na obr. 29. Je zde patrná změna teplot proudů čerstvého a odpadního vzduchu.



Obr. 29.: Pohled na rozložení teplot v řezech rekuperačním výměníkem

Teploty před a za rekuperačním výměníkem získané stejným způsobem jako v předchozí části jsou uvedeny v tab. 4.

Vliv rekuperečního výměníku	Hmotnostní tok [kg/s]	t-před [°C]	t-za [°C]	Výkon [W]
Čerstvý vzduch	0,25	8,0	10,9	735
Odpadní vzduch	0,28	19,8	17,2	730

Tab. 4.: Teploty před a za rekuperačním výměníkem získané pomocí funkce hmotnostně váhových průměrů.

Zhodnocení výsledků změn teplot

Vliv rekuperačního výměníku v modelu klimatizace není zanedbatelný. Je ovšem potřeba brát zřetel na fakt, že se jedná o zjednodušený model. Rozdíl ve výsledných výkonech na obou stranách výměníku je dán pravděpodobně zaokrouhlením a jeho hodnota činí 0,66%.

3.2 Charakteristika ventilátoru

3.2.1 Stroboskopické měření otáček ventilátoru

V tab. 5. jsou uvedeny všechny hodnoty měření frekvence otáček v zatíženém a nezatíženém stavu.

Poloha potenciometru na ovladači		MIN	1	2	3	4	5	6	7	8	MAX
Frekvence otáček v jednotlivých stupních [Hz]	Dle dokumentace	-	20	25	30	35	40	44	47	50	-
	Nezatížený stav	30,1	30,1	30,1	30,1	33,9	37,8	41,2	43,6	48,1	49,5
	Zatížený stav	29,2	29,2	29,2	29,3	32,8	36,5	39,6	41,3	45,2	46

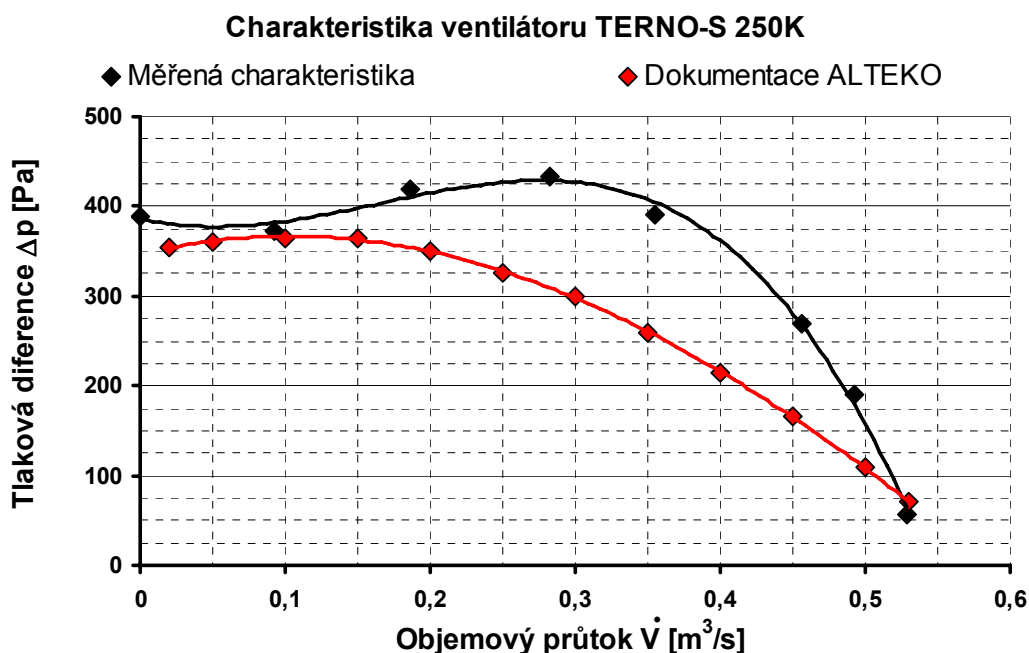
Tab. 5.: Hodnoty frekvence otáček ventilátorového dílu v různých stupních nastavených na potenciometru.

Zhodnocení výsledků

Z tabulky je patrné, že podle očekávání nejvyšší otáčky ventilátoru nejsou na stupni osm ale v krajní poloze potenciometru. Hodnoty frekvence v této poloze, označené jako MAX se liší od 50 [Hz], což je způsobeno pravděpodobně skluzem asynchronního elektromotoru ventilátoru.

3.2.2 Měření charakteristiky ventilátoru

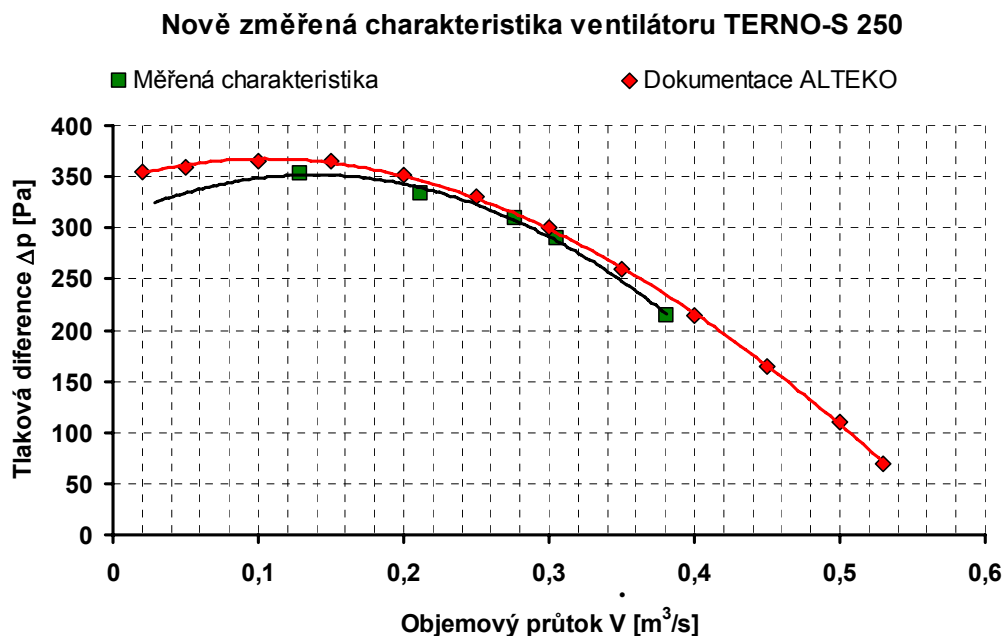
V prvním měření charakteristiky ventilátoru v zapojení podle obr. 22a byla získána data diferenčního tlaku, která se liší od hodnot podle dokumentace v nejvyšším rozdílu o 39 %, jak je patrné na obr. 30.



Obr. 30.: Výsledná charakteristika prvního měření se zapojením dílů podle obr. 22a, červeně je zvýrazněná křivka charakteristiky z dokumentace Alteko [11].

Ke zmíněným hodnotám již dále nebylo přihlíženo, neboť pozdějším měřením výkonů výměníků se zjistila skutečnost, že objemový průtok vzduchu musí být podle tlakové difference na ventilátoru velmi blízký křivce z dokumentace firmy Alteko. Tento fakt vyplynul ze skutečnosti, že například při ohřevu vzduchu by byl výkon dodaný do proudu nesrovnatelně vyšší než výkon odebraný topné vodě. Proto bylo měření charakteristiky později zopakováno, avšak již v takovém pořadí dílů, jaké odpovídá provoznímu zapojení, jaké je vidět např. na obr. 13. Před tlumičem na výstup z ventilátoru byl jen přidán filtrační díl ze vstupu cirkulačního vzduchu, který nebyl pro měření použit. Další filtrační díl byl odebrán ze vstupu čerstvého vzduchu a použit za tlumičem pro měření výstupních rychlostí. Nasáván byl tedy vnitřní vzduch přes celou délku větve čerstvého proudu. Nové měření probíhalo obdobně jako výše zmíněný postup měření charakteristiky s tím

rozdílem, že průtok se určil z rychlostního pole změřeného vrtulkovým měřicím přístrojem Schiltknecht. Výsledky tohoto měření jsou uvedeny v obr 31. Červenou barvou je opět zvýrazněná křivka charakteristiky, kterou uvádí firma Alteko ve své dokumentaci [11], černá se zelenými body náleží měřeným hodnotám.



Obr. 31.: Výsledná charakteristika druhého měření v provozním zapojení dílů a červeně zvýrazněná křivka charakteristiky z dokumentace Alteko [11].

Zhodnocení výsledků

V prvním případě měření charakteristiky ventilátoru mohlo docházet k výraznému ovlivňování měřících míst proudem vzduchu. Umístění měřících bodů je na obr. 32. Příčinou mohlo být nevhodné umístění uzavíracích klapek nebo skokové změny velikosti průtočného průřezu.



Obr. 32.: Náhled na místa měření statického tlaku na ventilátoru.

V druhém měření charakteristiky v provozním zapojení jednotlivých dílů se výsledky blíží charakteristice uváděné v dokumentaci firmy Alteko [11]. To nejdůležitější je, že v takovém případě jsou naměřené hodnoty výkonů dodaných či odebraných proudů vzduchu a topnému či chladicímu médiu přibližně stejné. Maximální hodnota průtoku při uvedeném zapojení je 0,381 [m³/s]. Zde ovšem byla vyjmuta textilní vložka filtru, která pomáhala zrovnoměnit výstupní proud vzduchu a je tedy možné očekávat od takového měření větší chybu.

Použité měřicí přístroje

Skloněný manometr	UMK – 1111
	UMK – 1149
	UMK - 960
Staniční barometr	DP 1148/2
Digitální vlhkoměr	BIONAIRE
Zařízení k měření rychlosti proudění vzduchu (vrtulkový)	SCHILTKNECHT
	ZP5 1843/388

3.3 Základní režimy klimatizační jednotky

3.3.1 Cirkulační režim

Nastavení klapky směšovacího dílu v tomto režimu odpovídá nulovému úhlu natočení v numerickém modelu. Měření cirkulačního režimu bylo provedeno pro dvě varianty. První varianta byla měření ohřevu vzduchu a druhá chlazení. Ohřev byl ještě měřen bez směšování a se směšováním na třicetném ventilu vodního okruhu.

Počáteční podmínky měření:

Relativní vlhkost vzduchu v místnosti	32	[%]
Barometrický tlak	96 192	[Pa]
Diferenční tlak naměřený na ventilátoru	214,5	[Pa]
Hustota vody	988	[kg/m ³]
Hustota vzduchu	1,099	[kg/m ³]
Hustota lihu	810	[kg/m ³]
Teplota vzduchu v místnosti	25,7	[°C]

Střední teplota vzduchu před výměníkem	26,15	[°C]
Střední teplota vzduchu za výměníkem	34,20	[°C]
Střední teplota vody vstupující do výměníku	55,25	[°C]
Střední teplota vody vystupující z výměníku	48,30	[°C]
Hmotnostní tok vody dle vodoměru	0,12558	[kg/s]
Velikost objemového průtoku vzduchu	0,38	[m ³ /s]

Výsledky měření cirkulačního režimu pro případ ohřevu i chlazení jsou uvedeny dohromady v tab. 6.

Cirkulační režim		Ohřev		Chlazení
		bez směšování	se směšováním	
Získané a odebrané výkony [W]	Voda	3753	3647	1422
	Vzduch	3725	3385	1396

Tab. 6.: Výkony výměníků při ohřevu a chlazení vzduchu určené z hodnot na straně vody a vzduchu.

Zhodnocení výsledků

Určením výkonů ze strany vody nebo vzduchu se rozumí výpočet výkonu výměníku pomocí příslušných hmotnostních toků a změn teplot zmíněných médií. Podle bilanční rovnice energie by si měly výkony ze strany vody a vzduchu odpovídat. Rozdíly ve výsledcích jsou pro ohřev bez směšování 1 %, ohřev se směšováním 7 % a chlazení 2%. Mohou být dány chybou měření.

Použité měřicí přístroje

Skloněný manometr	UMK – 1111
Staniční barometr	DP 1148/2
Digitální vlhkoměr	BIONAIRE
Asmannův aspirační psychrometr	DP 541/10
Objemový průtokoměr	B-METERS
Digitální stopky PRAGOTRON	DS 35
Termočlánky	typ - K

3.3.2 Větrací režim s rekuperací

Díky venkovním teplotám kolem deseti stupňů Celsia a pro zvýšení vlivu rekuperačního výměníku bylo měření provedeno bez předehřevu. Venkovní vzduch byl nasáván a po průchodu rekuperačním výměníkem, bez směšování dohříván na výstupu. Stav vnějšího vzduchu byl určen pomocí Asmannova aspiračního psychrometru.

Počáteční podmínky měření:

Teplota suchého teploměru	12,6	[°C]
Teplota mokrého teploměru	11,0	[°C]
Relativní vlhkost venkovního vzduchu	85	[%]
Barometrický tlak	97 818	[Pa]
Diferenční tlak naměřený na ventilátoru čerstvého vzduchu	282,1	[Pa]
Diferenční tlak naměřený na ventilátoru odpadního vzduchu	317,8	[Pa]
Hustota vody	988	[kg/m ³]
Hustota čerstvého vzduchu před ohřivačem	1,153	[kg/m ³]
Hustota lihu	810	[kg/m ³]
Teplota vzduchu v místnosti	25,7	[°C]
Střední teplota vzduchu před výměníkem	19,8	[°C]
Střední teplota vzduchu za výměníkem	30,9	[°C]
Střední teplota vody vstupující do výměníku	54,7	[°C]
Střední teplota vody vystupující z výměníku	47,1	[°C]
Hmotnostní tok vody dle vodoměru	0,1281	[kg/s]
Velikost objemového průtoku čerstvého vzduchu	0,3	[m ³ /s]
Velikost objemového průtoku odpadního vzduchu	0,25	[m ³ /s]

Výkony a zhodnocení výkonů měření větracího režimu s rekuperací jsou v tab. 9. až za režimem s chlazením, kde jsou uvedeny všechny výkony větracího režimu, tedy výkony s rekuperací, bez rekuperace, s chlazením a ohřevem pomocí obou ohřivačů. V tab. 7. v následujícím režimu jsou uvedeny některé teploty pro srovnání vlivu rekuperace.

3.3.3 Větrací režim bez rekuperace

Jak již bylo uvedeno, tento režim proběhl ve dvou fázích. V první fázi za podobných podmínek jako režim s rekuperací, čímž je míněn stejný hmotnostní tok vody do výměníku na výstupu, její srovnatelná vstupní teplota, podobný objemový průtok vzduchu, jeho teplota a vlhkost na vstupu.

V druhé fázi měření byl zapojen i topný okruh ohřívacího výměníku hned za vstupem čerstvého vzduchu do klimatizace. Sledovaly se hlavně celkové výkony při daných podmínkách.

Počáteční podmínky měření:

Teplota suchého teploměru	12,6	[°C]
Teplota mokrého teploměru	11,0	[°C]
Relativní vlhkost venkovního vzduchu	85	[%]
Barometrický tlak	97 818	[Pa]
Diferenční tlak naměřený na ventilátoru čerstvého vzduchu	274,1	[Pa]
Diferenční tlak naměřený na ventilátoru odpadního vzduchu	285,2	[Pa]
Hustota vody	988	[kg/m ³]
Hustota čerstvého vzduchu před ohřivačem	1,155	[kg/m ³]
Hustota lihu	810	[kg/m ³]
Teplota vzduchu v místnosti	25,7	[°C]
Střední teplota vzduchu před výměníkem	16,8	[°C]
Střední teplota vzduchu za výměníkem	28,3	[°C]
Střední teplota vody vstupující do výměníku	54,4	[°C]
Střední teplota vody vystupující z výměníku	46,1	[°C]
Hmotnostní tok vody dle vodoměru dohřev	0,1281	[kg/s]
Hmotnostní tok vody dle vodoměru předeřev	0,1265	[kg/s]
Velikost objemového průtoku čerstvého vzduchu	0,32	[m ³ /s]
Velikost objemového průtoku odpadního vzduchu	0,28	[m ³ /s]

První fáze měření bez předeřevu

Výsledné výkony jsou uvedeny později za chlazením v tab. 9. V tab. 7. jsou uvedeny některé hodnoty pro srovnání vlivu rekuperačního výměníku.

Vliv rekuperačního výměníku	Teplota vzduchu na vstupu do klimatizace	Teplota před ohřívacím výměníkem	Teplota vzduchu po ohřevu	Objemový průtok vzduchu
Bez rekuperačního výměníku	15,6 [°C]	16,8 [°C]	28,3 [°C]	0,32 [m³/s]
S rekuperačním výměníkem	15,7 [°C]	19,8 [°C]	30,9 [°C]	0,3 [m³/s]

Tab. 7.: Vliv rekuperačního výměníku na teploty a objemové toky při měření ohřevu vzduchu.

Zhodnocení výsledků

Podle tab. 7. je patrné jakou měrou je vzduch předeřhříván při použití rekuperačního výměníku i jak je ovlivněna velikost proudu vzduchu. Při vyjmutí rekuperačního výměníku a vložení letní vložky se velikost objemového množství proudu změní přibližně o 6%. Teplota na vstupu do klimatizace je vyšší než teplota vnějšího vzduchu. Tento fakt může být způsoben tím, že byla měřena za uzavíracími klapkami, které jsou nad otopným tělesem určeným pro vytápění laboratoře. Pro další měření by bylo vhodné zmíněné otopné těleso vypnout.

Druhá fáze měření s využitím předeřhřevu

V tomto případě je nutné poznamenat, že byl zanedbán tepelný zisk okolí. Výsledný výkon ze strany vzduchu se určil jako součet výkonů při předeřhřevu a ohřevu na výstupu. Teplota za předeřhřívacím výměníkem na vstupu byla odečtena až jako teplota vzduchu vstupujícího do druhého výměníku. Výkon ze strany vzduchu byl ověřen výkonem odebraným vodě na základě odečtených průtoků, vstupních a výstupních teplot. Výsledky jsou v tab. 8.

Ohřev dvou výměníků		Předeřhřev	Dohřev	CELKEM
Získané a odebrané výkony [W]	voda	2381	3162	5542
	vzduch	2129	2855	4984

Tab. 8.: Výkony při ohřevu dvou výměníků.

Zhodnocení výsledků

Výsledné výkony ze strany vzduchu je třeba brát pouze jako informativní, neboť zde byla zanedbána výměna tepla mezi proudem a okolím. Teplota vzduchu po předeřhřátí byla

měřena až před výměníkem na výstupu a měla hodnotu vyšší než okolí. Po dohřátí ve výstupním výměníku se teplota pohybovala kolem 36 °C.

Použité měřicí přístroje

Skloněný manometr	UMK – 1111
Staniční barometr	DP 1148/2
Digitální vlhkoměr	BIONAIRE
Asmannův aspirační psychrometr	DP 541/10
Objemový průtokoměr	B-METERS
Digitální stopky PRAGOTRON	DS 35
Termočlánky	typ - K
Multifunkční převodník	ADAM – 5000
Software pro ADAM 5000	GENIE

3.3.4 Větrací režim s chlazením

Tento režim navazuje na ohřev bez rekuperace s tím rozdílem, že termočlánky byly přemístěny před a za chladicí výměník.

Počáteční podmínky měření:

Teplota suchého teploměru	12,6	[°C]
Teplota mokrého teploměru	11,0	[°C]
Relativní vlhkost venkovního vzduchu	85	[%]
Barometrický tlak	97 818	[Pa]
Diferenční tlak naměřený na ventilátoru čerstvého vzduchu	274,1	[Pa]
Diferenční tlak naměřený na ventilátoru odpadního vzduchu	285,2	[Pa]
Hustota vody	999,8	[kg/m ³]
Hustota čerstvého vzduchu před výměníkem	1,156	[kg/m ³]
Hustota lihu	810	[kg/m ³]
Teplota vzduchu v místnosti	25,7	[°C]
Střední teplota vzduchu před výměníkem	19,9	[°C]
Střední teplota vzduchu za výměníkem	17,6	[°C]
Střední teplota vody vstupující do výměníku	8,9	[°C]
Střední teplota vody vystupující z výměníku	11,4	[°C]
Hmotnostní tok vody dle vodoměru	0,095	[kg/s]

Velikost objemového průtoku čerstvého vzduchu	0,32	[m ³ /s]
Velikost objemového průtoku odpadního vzduchu	0,28	[m ³ /s]

Po ustálení teploty vody z vodovodního řádu proběhlo měření s výslednými výkony podle tab. 9. kde je souhrn i ostatních výkonů, naměřených při režimu větrání.

Větrací režim		s rekuperací	bez rekuperace	s ohřevem pomocí dvou výměníků	s chlazením
Výkon ze strany	vody [W]	4044	4404	5542	928
	vzduchu [W]	3880	4273	4984	832
Maximální objemový tok vzduchu [m ³ /s]		0,3	0,32	0,32	0,32

Tab. 9.: Souhrn výkonů v režimu větrání a příslušné maximální objemové toky.

Zhodnocení výsledků

Výkon výměníku v režimu s rekuperací je nižší než v režimu bez rekuperace, neboť je i objemový tok vzduchu výměníkem menší. Navíc je teplota vzduchu po rekuperaci před výměníkem vyšší, což samozřejmě za daných podmínek sníží výkon.

Výkon chlazení je vzhledem k nižší teplotě vzduchu před výměníkem a jeho menšímu objemovému toku nižší než výkon naměřený v případě chlazení v cirkulačním režimu, ačkoliv byly vstupní teploty vody a její hmotnostní toky v obou případech srovnatelné. Pro lepší přehlednost je přidána tab. 10. kde jsou uvedeny některé hodnoty a výkony v cirkulačním a větracím režimu.

Porovnání cirkulačního a větracího režimu		Hmotnostní tok vody výměníkem [kg/s]	Teplota vody na vstupu do výměníku [°C]	Maximální průtoky vzduchu [m ³ /s]	Teplota vzduchu před výměníkem [°C]	Výkon [W]
Chlazení v režimech	cirkulační	0,1	9	0,38	25	1422
	větrací	0,1	9	0,32	20	928

Tab. 10.: Srovnání rozdílných výkonů chlazení v cirkulačním a větracím režimu.

Použité měřicí přístroje

Skloněný manometr

UMK – 1111

Staniční barometr	DP 1148/2
Asmannův aspirační psychrometr	DP 541/10
Objemový průtokoměr	B-METERS
Digitální stopky PRAGOTRON	DS 35
Termočlánky	typ - K
Multifunkční převodník	ADAM – 5000
Software pro ADAM 5000	GENIE

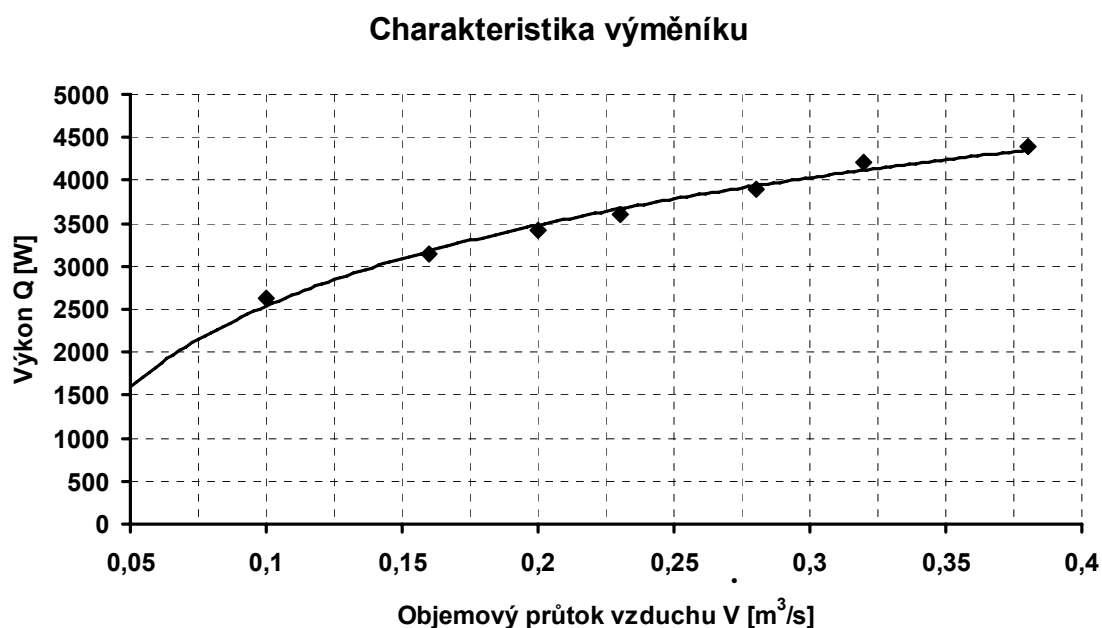
3.4 Měření charakteristiky výměníku

Při měření charakteristiky výměníku byl nasáván vzduch z místnosti. Měření probíhalo tedy obdobně jako u cirkulačním režimu. Vstupní teplota vody 60°C je zvolena z toho důvodu, že plynový kondenzační kotel od firmy Viessmann, je-li nastaven na tuto teplotu, příliš často nesnižuje nebo naopak nezvyšuje svůj výkon.

Počáteční podmínky měření:

Relativní vlhkost vnitřního vzduchu	37	[%]
Barometrický tlak	97 165	[Pa]
Střední teplota vzduchu před výměníkem	24	[°C]
Střední teplota vody vstupující do výměníku	60	[°C]
Hustota vody	988	[kg/m ³]
Hustota čerstvého vzduchu před výměníkem	1,129	[kg/m ³]
Hustota lihu	810	[kg/m ³]
Teplota vzduchu v místnosti	25	[°C]
Hmotnostní tok vody dle vodoměru	0,128	[kg/s]

Výsledné výkony byly vyneseny do grafu na obr. 33. Vzhledem k možnosti zviditelnění výkonů při konkrétním průtoku jsou v grafu vyneseny okamžité hodnoty.



Obr. 33.: Charakteristika ohřivacího výměníku v cirkulačním režimu klimatizace se vstupní teplotou vody 60 °C.

Zhodnocení výsledků

V průběhu měření charakteristiky výměníku se vstupní teplota měnila v rozmezí 58 až 62,5 °C, což odpovídá přibližně $\pm 4\%$ od hodnoty 60 °C. Pro udržení konstantní teploty vody na vstupu do výměníku by bylo nutné použít aktivní regulaci na třicestném směšovacím ventilu, která by okamžitě reagovala na změnu teploty. Další možností je provádět měření pouze v okamžiku, kdy jsou teploty na vstupu stejné. K dalším výraznějším chybám může docházet při určování velikosti objemového průtoku z charakteristiky ventilátoru.

Použité měřicí přístroje

Skloněný manometr	UMK – 1111
Staniční barometr	DP 1148/2
Digitální vlhkoměr	BIONAIRE
Objemový průtokoměr	B-METERS
Digitální stopky PRAGOTRON	DS 35
Termočlánky	typ - K
Multifunkční převodník	ADAM – 5000
Software pro ADAM 5000	GENIE

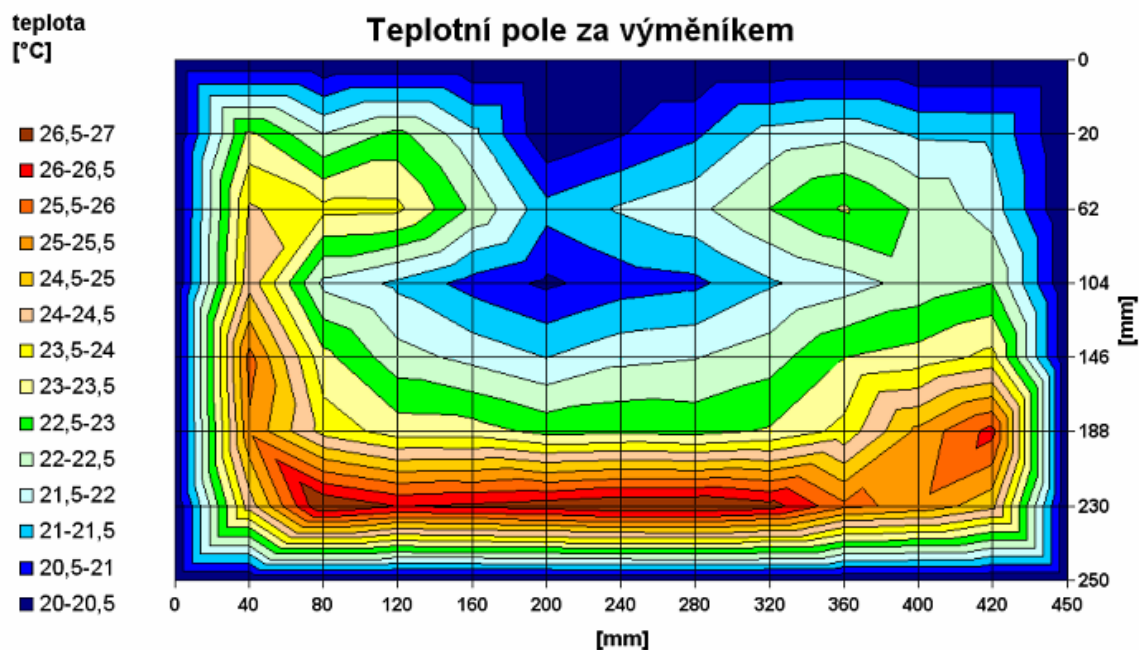
3.5 Teplotní a rychlostní pole za ohřívacím výměníkem

Měření rychlostního a teplotního profilu neprobíhalo současně s měřením charakteristiky výměníku. Důvodem byla možnost většího teplotního spádu vzduchu před a za výměníkem a tedy i možnost větších teplotních gradientů na výstupu, což se jeví výhodné pro odečítání teplot pomocí termočlánků. Nasáván byl vnější vzduch. Teplotní i rychlostní pole bylo naměřeno v režimu s největším možným dodávaným množstvím vzduchu.

Počáteční podmínky měření:

Teplota suchého teploměru	8,6	[°C]
Teplota mokrého teploměru	6,2	[°C]
Relativní vlhkost venkovního vzduchu	65	[%]
Barometrický tlak	95 965	[Pa]
Diferenční tlak naměřený na ventilátoru čerstvého vzduchu	306,9	[Pa]
Hustota čerstvého vzduchu před výměníkem	1,181	[kg/m ³]
Hustota lihu	810	[kg/m ³]
Teplota vzduchu v laboratoři	20,4	[°C]
Střední teplota vzduchu před výměníkem	8,9	[°C]
Střední teplota vzduchu za výměníkem	23,1	[°C]
Střední teplota vody vstupující do výměníku	57,7	[°C]
Střední teplota vody vystupující z výměníku	42,8	[°C]
Hmotnostní tok vody dle vodoměru	0,08	[kg/s]
Velikost objemového průtoku čerstvého vzduchu	0,3	[m ³ /s]

Ukázka teplotního pole za výměníkem je na obr. 34., rychlostní pole je na obr. 35.

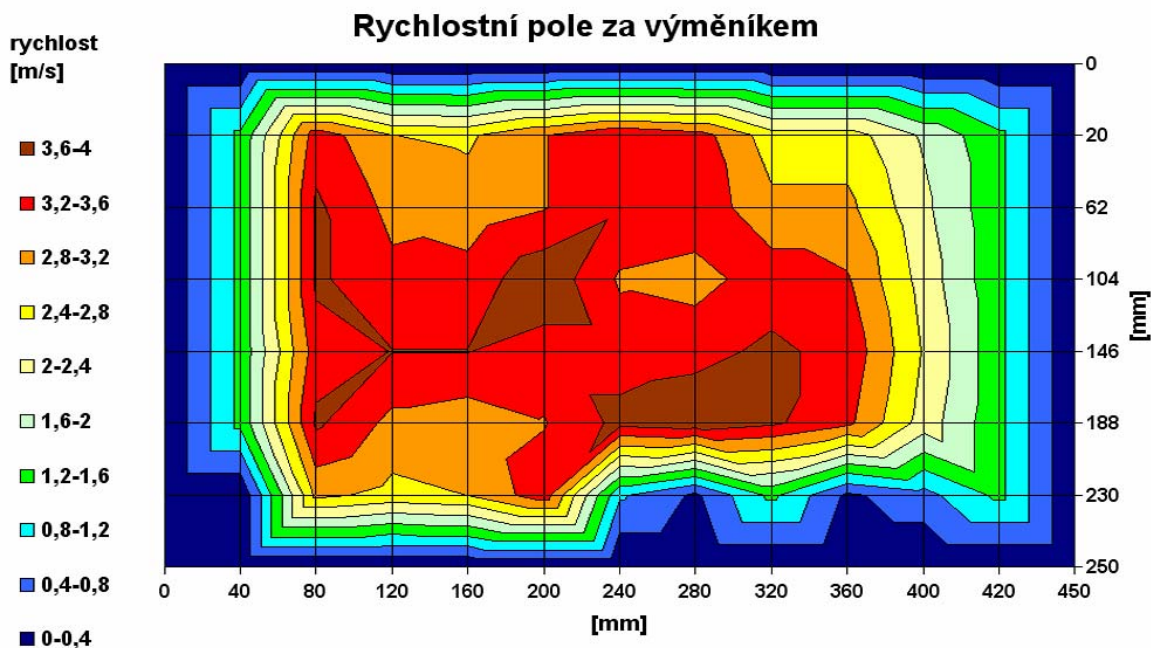


Obr. 34.: Teplotní pole za ohřívacím výměníkem.

Zhodnocení dat teplotního pole

Na teplotním poli za výměníkem, které je situováno tak, jako bychom se dívali na výměník „zezadu“, je znázorněno rozpětí teplot v rozmezí 20 až 27 °C. Vstup topné vody je v levém spodním okraji, kde je oblast s výrazně vyšší teplotou. Okrajové části teplotního pole jsou voleny podle teploty v laboratoři 20,4 °C. V centrální části obrázku je vidět chladnější oblast se souřadnicemi 200 mm šířky a 104 mm výšky. Tento jev může být dán vyšší rychlostí proudění vzduchu výměníkem. Výstupní teplota získaná pomocí plošné váhové tabulky, jejíž součet plošných elementů odpovídá ploše průřezu za výměníkem, je 23,1 °C.

Výkon získaný z rovnice (13) je uveden v tab. 11., spolu s výkonem určeným výpočtem, který byl částí mého projektu 2. (viz. příloha č. 4.). Tab. 11. je uvedena až za rychlostním polem.



Obr. 34.: Rychlostní pole za ohřívacím výměníkem.

Zhodnocení dat rychlostního pole

Rychlostní pole za výměníkem bylo měřeno skloněným manometrem plněným lihem. Ovšem vzhledem k velmi malým rychlostem proudění a tedy i nízkému dynamickému tlaku vzduchu je nutné tyto data brát pouze jako informativní. Nejnižší hodnoty rychlosti proudění, které bylo možné zaznamenat s tím, že se jejich hodnota měnila do $\pm 50\%$, byly 1 m/s. Okraje rychlostního pole jsou tedy vytvořeny tak, že se na nich definovala nulová rychlost.

Objemový průtok vypočítaný pomocí plošné váhové tabulky odpovídá hodnotě 0,29 m³/s. Při jeho odečtení z charakteristiky ventilátoru při tlaku 307 Pa byla zjištěna hodnota 0,3 m³/s.

Použité měřicí přístroje

Skloněný manometr	UMK – 1111
Staniční barometr	DP 1148/2
Asmannův aspirační psychrometr	DP 541/10
Objemový průtokoměr	B-METERS
Digitální stopky PRAGOTRON	DS 35
Termočlánky	typ - K
Multifunkční převodník	ADAM – 5000

Tabulka srovnávaných výkonů

V tab. 11. je v prvním řádku uveden výkon s počátečními podmínkami získanými z hodnot měření výše uvedeného teplotního pole. V druhém řádku je výkon určený výpočtem z kritériálních rovnic [2] který se používá pro návrhy žebrovaných výměníků s vystřídánými trubkami. Do výpočtu se jako počáteční podmínky zadávají vstupní teploty vody a vzduchu, hmotnostní toky a měrné tepelné kapacity obou médií. Pomocí empirických vztahů se určí součinitele přestupů tepla na straně vody a hlavně vzduchu. Výstupní teploty médií se počítají iteračně [2]. Teoretický výpočet je uveden v příloze č. 4. a představuje devítinu modelu, což jsou dvě vystřídané, žebrované trubky umístěné za sebou.

Tepelný výkon	Teplota před výměníkem [°C]	Teplota za výměníkem [°C]	Hmotnostní tok vzduchu [kg/s]	Výkon [W]
Měření	8,9	23,1	0,35	5056
Výpočet	8,9	24,8	0,36	5542

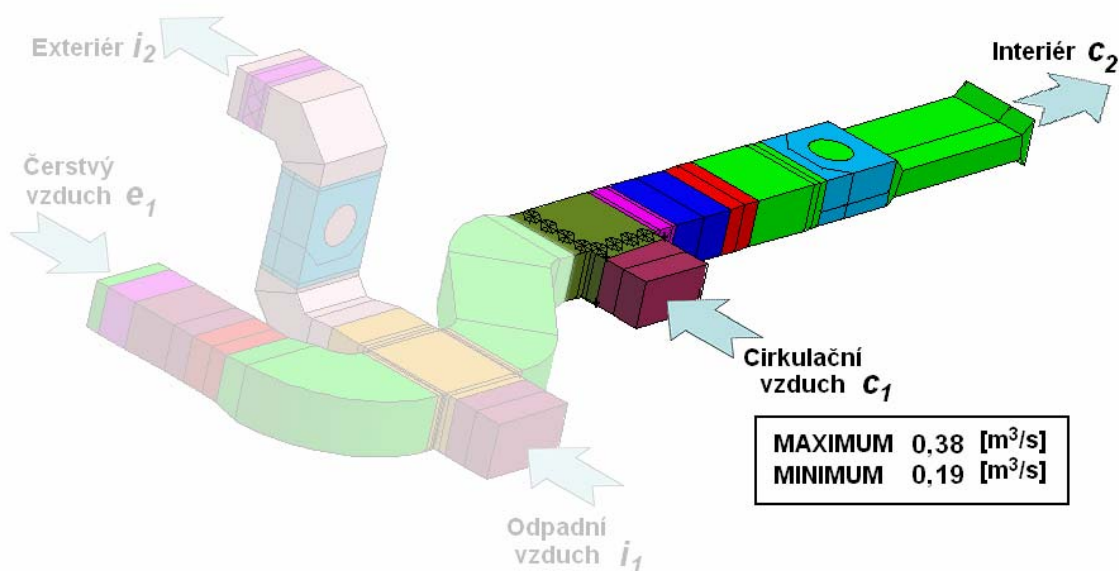
Tab. 11.: Tepelný výkon určený z měření teplotního pole za výměníkem a výpočtem používaným k návrhu výměníků [2].

4 Souhrn výsledků a návrh dalšího vybavení jednotky

4.1 Mezní vzduchové a tepelné výkony

Díky jednotlivým měření byly zjištěny maximální a minimální průtoky vzduchu v různých provozních režimech klimatizační jednotky. Tepelné výkony jsou ovšem závislé na parametrech topné vody, tedy na její teplotě a průtoku a dále na stavu vzduchu, který do klimatizace vstupuje. Pro zjištění maximálního dosaženého výkonu by bylo vhodné nejen nastavit na plynovém kotli nejvyšší možnou teplotu vody, ale také provést měření v období s velmi nízkými teplotami vzduchu.

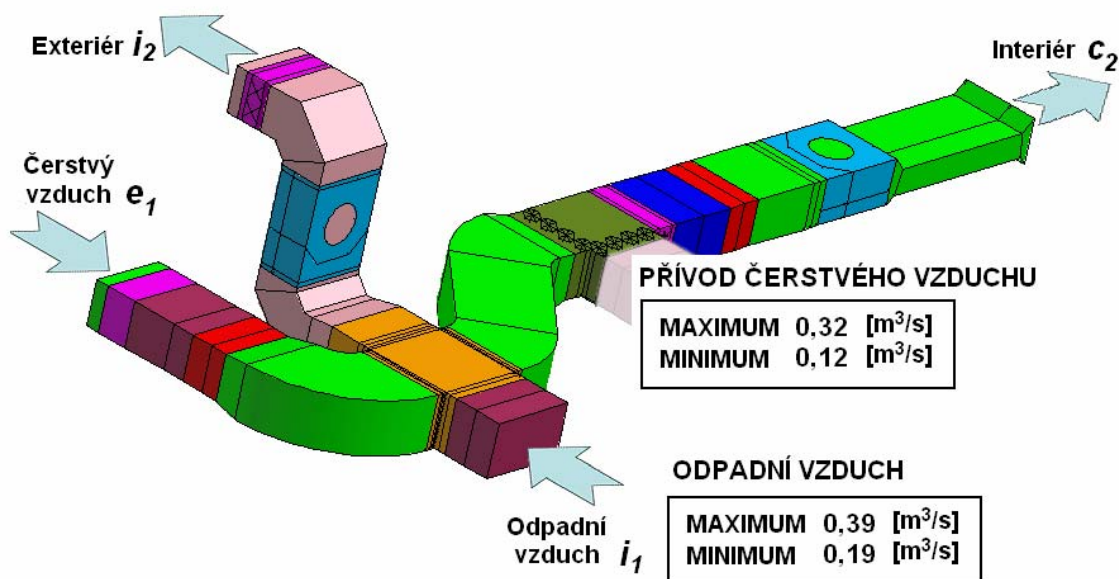
Minimální průtoky vzduchu jsou získány také z charakteristiky ventilátoru z dokumentace firmy Alteko [11] podle diferenčního tlaku z křivky označené číslem tři, neboť touto stupni nastavení na potenciometru ovládání odpovídají nejnižší otáčky ventilátoru (viz. tab. 5.). Měření probíhalo vždy při plném otevření všech uzavíracích klapek. Souhrnně jsou dílčí průtoky uvedeny v tab. 12. Mezní vzduchové průtoky v cirkulačním režimu, dané nastavením otáček ventilátoru na potenciometru ovládání, jsou zobrazeny na obr. 35.



Obr. 35.: Maximální a minimální vzduchové průtoky v cirkulačním režimu.

Na obr. 36. jsou mezní průtoky v režimu přívodu čerstvého vzduchu bez směšování s cirkulačním a odvodem odpadního vzduchu. Minimální průtoky ve větvi přívodu

čerstvého vzduchu a odvodu vzduchu odpadního jsou měřeny s rekuperačním výměníkem, zatímco maximální průtoky jen s letní vložkou.



Obr. 36.: Maximální a minimální vzduchové průtoky v cirkulačním režimu bez směšování a odvodem odpadního vzduchu.

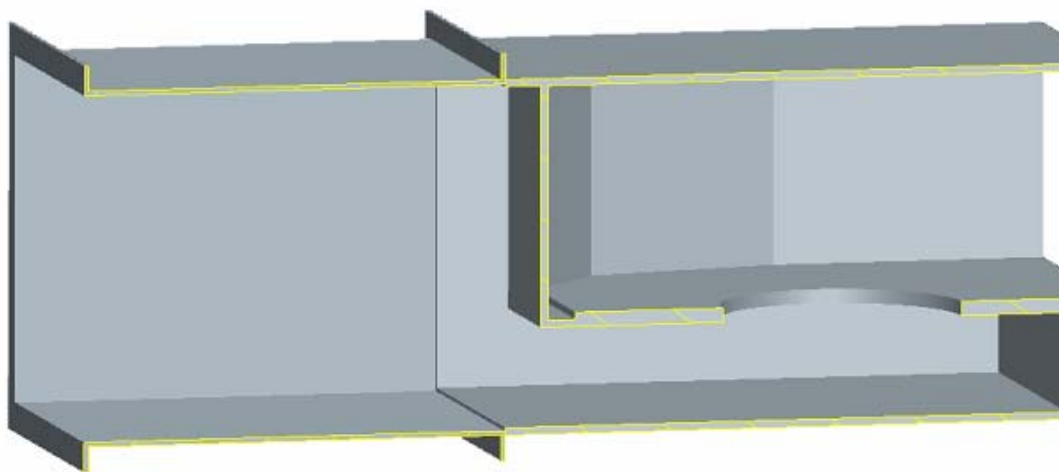
Objemové toky vzduchu	Cirkulační režim [m³/s]	Přívod čerstvého vzduchu [m³/s]	Odvod odpadního vzduchu [m³/s]
Maximum	0,38	0,32	0,39
Minimum	0,19	0,12	0,19

Tab. 12.: Souhrn maximálních a minimálních objemových toků v různých režimech klimatizační jednotky.

4.2 Použité metody a jejich vhodnost pro danou problematiku

Tato kapitola je zaměřena zejména na problematiku měření průtoků v klimatizaci. Odečet velikosti průtoků z charakteristiky ventilátoru je značně přibližná metoda. Jiným řešením by mohlo být využití tepelného výkonu, který bude např. odebrán topné vodě. Při znalosti stavu vzduchu by pak bylo možné nepřímě určit výkon výměníku. Pokud by však byl požadavek na měření okamžitých rychlostí v bodech, případně sledování nestacionárního proudění, bylo by nutné použít jinou metodu měření. V případě, že by nevalila invazní metoda, dala by se použít tzv. Wilsonova mříž na měření velikosti průtoků. K ní lze

připojit mikromanometry různých konstrukcí případně elektronické převodníky veličin. Větším problémem, který se při měření vyskytuje je pulzování proudu vzduchu. Tento jev se objevuje v různých režimech i při změně průtoku. Dokonce je dosti patrný i za chodu samostatného ventilátorového dílu. V některých dílech klimatizační jednotky je pak tento jev posílen, což může být způsobeno kolmými přechody průřezů na vstupu a výstupu z ventilátoru, jak je znázorněno na řezu v obr. 37., kde je pohled na vstupní část ventilátorového dílu s volným dílem před ventilátorem. Je-li tomu tak, pak by bylo vhodné později v některých volných dílech vytvořit plynulé přechody na vstup a výstup z ventilátoru.



Obr. 37.: Znázornění kolmých přechodů v průřezu na vstupu a sání ventilátorového dílu, model v programu Pro/Engineer Wildfire 2.0.

4.3 Návrh dalšího vybavení jednotky regulací

Další vybavení klimatizační jednotky příslušnou regulací by mělo vycházet z požadavků kladených na její budoucí použití. Jelikož by měla prozatím sloužit k výuce nebo výzkumným účelům, nebylo by vhodné ji osadit plně automatickou regulací a pokud by k tomuto došlo měla by regulace umožňovat sledování chování jednotky.

První a nejjednodušší variantou dalšího vybavení by mohlo být pořízení servopohonů pouze pro směšovací ventily např. od firmy BELIMO typ LM24, nebo LM230, dále od firmy ESBE, od níž jsou i směšovací ventily, typ 60, případně typ VSE 2,

který nevyžaduje žádný vnější regulátor a na který se přímo připojí odporový teploměr a SIEMENS typ GDB 1E. Pokud by se pořizoval regulátor, bylo by vhodné pořídit takový, který je schopen ovládat více než jeden servopohon ať už směšovacího ventilu nebo uzavírací klapky (např. od firmy SIEMENS řada RVD). Na obr. 38. jsou ukázky vybraných servopohonů pro směšovací ventily nebo vzduchotechnické klapky.



Obr. 38.: Ukázka servopohonů zleva od firmy SIEMENS, BELIMO a ESBE typ VSE 2, který nepotřebuje externí regulaci.

Další variantou je pořídit servopohony na všechny uzavírací klapky, na směšovací ventily a na klapky směšovacího dílu (obr. 11a a 11b). Takovými pohony by mohly být již zmíněné BELIMO a ESBE. Regulátory dostupné na našem trhu umožňují ovládání zmíněných pohonů a připojení dalších vnějších senzorů pro snímání teploty, podle potřeb zákazníka. Na obr. 39. jsou dva regulátory. Jeden od firmy SIEMENS řady RVD a druhý firmy ELESTA.



Obr. 39.: Příklady možných regulátorů firmy SIEMENS a ELESTA.

Převodníky fyzikálních veličin

Vzhledem k možnosti využití termočlánků a multifunkčního převodníku ADAM 5000 není zde měření teploty předmětem řešení. Pro kvalitní měření diferenčního tlaku na ventilátoru a velmi nízkých dynamických tlaků by bylo vhodné pořídit převodníky s citlivostí: pro diferenční tlak na ventilátoru 0 až 500 Pa a pro snímání dynamického tlaku 0 až 100 Pa. Tyto požadavky by mohly splnit převodníky firem TESTO a Nova-Energo, které převádějí tlakový signál na elektrický. Jejich ukázky jsou na obr. 40.



Obr. 40.: Převodníky tlaku na elektrickou veličinu firem Nova-Energo a TESTO.

	Firma	Popis zařízení	Typ	Cena v Kč bez DPH
Servo-pohony	SIEMENS	5Nm, 3bodové řízení	GDB 131.1E	1 888
	BELIMO	5Nm, 24V	LM 24	1 870
		5Nm, 230V	LM230	1 870
	ESBE	5Nm, 3bodové řízení	62	2 059
		5Nm, bez regulace	VSE 2	9 476
Regulace	SIEMENS	1 směš. okruh, bez komunikace	RVD 135/109-C	11 900
		2 směš. okruhy	RVD 245/109-C	18 900
	ELESTA	2 směš. okruhy	RDO 383A	14 194
Převodníky	Nova-Energo	0 - 50 Pa	DPS	1 595
	TESTO	0 - 100 Pa, 0 - 500 Pa	6340	-

Tab. 13.: Ceny uvedených zařízení k dalšímu vybavení klimatizační jednotky.

5 Závěr

Klimatizační jednotka byla navržena se dvěma směšovacími okruhy pro ohřívací výměníky. Zdrojem tepla pro výměníky je plynový kondenzační kotel.

Numerický model celé klimatizační jednotky umožňuje vytvoření představy o chování proudu vzduchu při průchodu jednotlivými díly, o poměru směšovaných proudů při různém úhlu natočení klapek ve směšovacím díle a o možném vlivu rekuperačního výměníku.

Měřením v základních režimech byly zjištěny maximální a minimální objemové průtoky vzduchu, nastavené podle regulace na ovládání frekvenčních měničů ventilátorů. Při měření charakteristiky ventilátoru se vyskytl zajímavý jev v podobě nárůstu diferenčního tlaku za uvedeného uspořádání jednotlivých dílů. Tento jev se v běžném zapojení při dalším měření již nevyskytoval. Výsledná charakteristika relativně odpovídá dokumentaci firmy Alteko a byla v některých bodech zpětně ověřena podle měřených výkonů výměníků. Proud v přívodní větvi čerstvého vzduchu vykazuje nestacionární chování, což může být způsobeno kolmými přechody průřezů na vstupu a výstupu z ventilátorového dílu.

Další vybavení klimatizační jednotky regulací se bude pravděpodobně odvíjet od požadavků kladených na její využití. Nicméně by bylo vhodné ji využít v širším měřítku nejen pro potřeby výuky.

6 Seznam literatury

- [1] Středa I.: *Základy rovnovážné termodynamiky*. Vydavatelství TUL, Liberec 2001. ISBN 80-7083-453-6.
- [2] Hirš J., Gebauer G.: *Vzduchotechnika v příkladech 1 – Prostředí budov*. VUT v Brně, 2006. ISBN 80-7204-486-9.
- [3] Bašta J.: *Hydraulika a řízení otopných soustav*. Vydavatelství ČVUT, Praha 2003. ISBN 80-01-02808-9.
- [4] Micheljev M. A.: *Základy sdílení tepla*. Knižnice energetického průmyslu, svazek 9, Průmyslové vydavatelství, Praha 1952.
- [5] Gebauer G., Rubinová O., Horká H.: *Vzduchotechnika*. ERA group, spol. s.r.o., Brno 2005. ISBN 80-7366-027-X.
- [6] Schwarzer J.: *Vlhký vzduch a jeho úpravy*. ČVUT, Praha
- [7] Dvořák V., Stanečka T., Švarc P.: *Dovybavení a instalace klimatizační jednotky v laboratořích KEZ*. TUL, Liberec 2006
- [8] Chyský J., Hemzal K. a kol.: *Větrání a klimatizace*. 3. vydání, Česká matice technická, Technický průvodce, svazek 31, Praha 1993. ISBN 80-901574-0-8.
- [9] Nový R. a kolektiv: *Technika prostředí*. Vydavatelství ČVUT, Praha 2000. ISBN 80-01-02108-4.
- [10] Čmelík M., Machonský L., Burianová L.: *Úvod do fyzikálních měření*. Vydavatelství TUL, Liberec 2001. ISBN 80-7083-534-6.
- [11] *Stavebnicový větrací a klimatizační systém*. Dokumentace firmy Alteko vzduchotechnika.

7 Seznam příloh

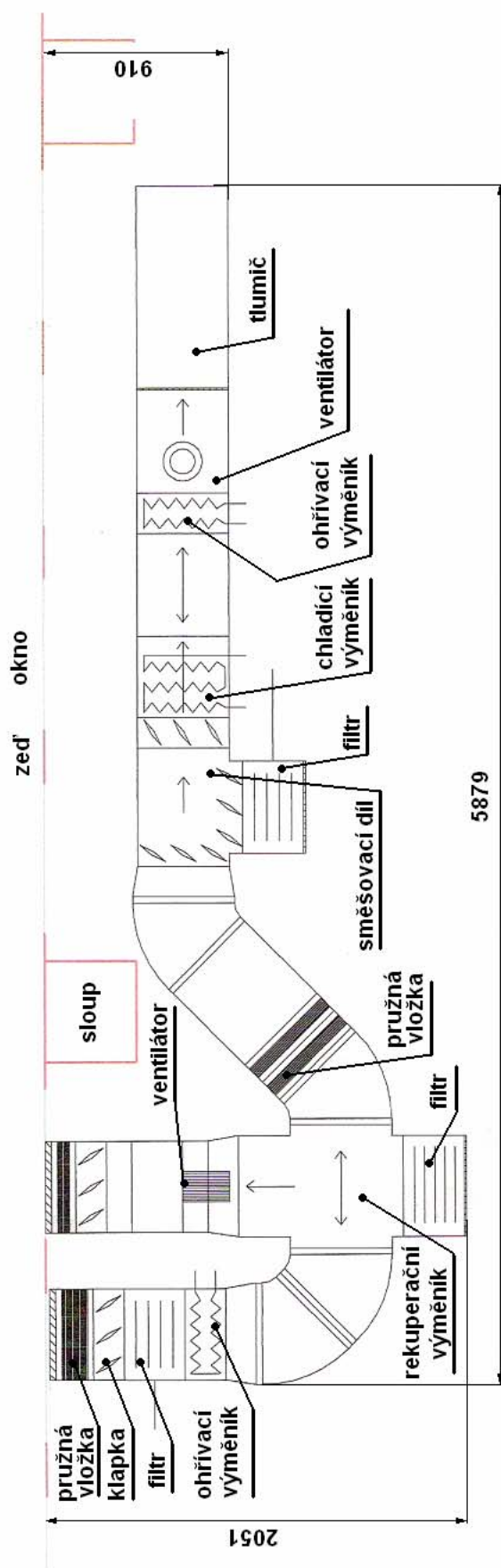
Příloha č. 1.: Půdorys klimatizace umístěné v laboratoři KEZ.

Příloha č. 2.: Charakteristika ventilátoru TERNOS z dokumentace firmy Alteko.

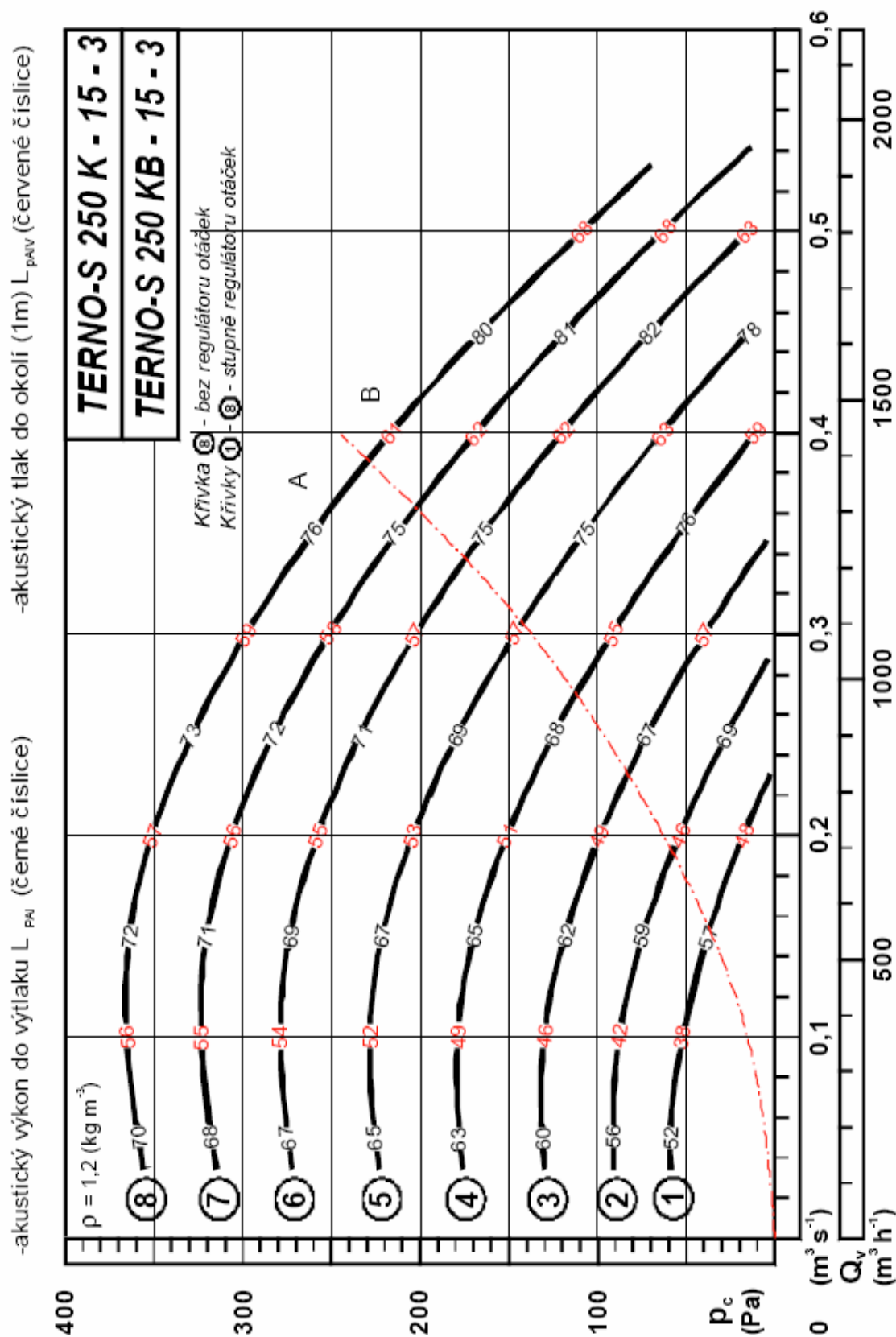
Příloha č. 3.: Rychlostní pole na výstupu z tlumiče, získané při měření charakteristiky ventilátoru.

Příloha č. 4.: Teoretický výpočet fyzikálního modelu výměníku.

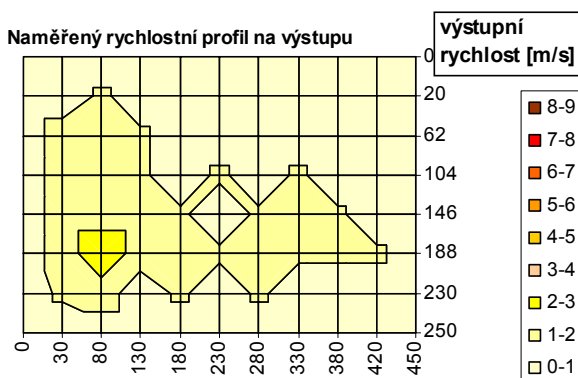
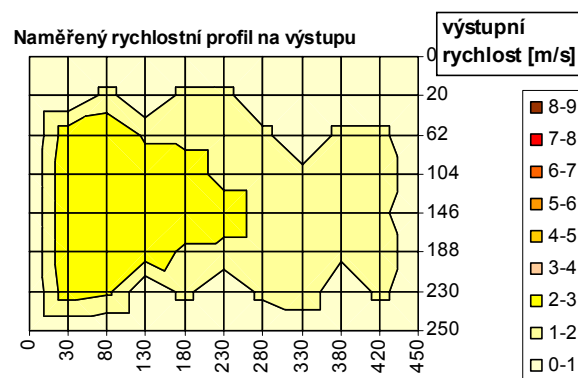
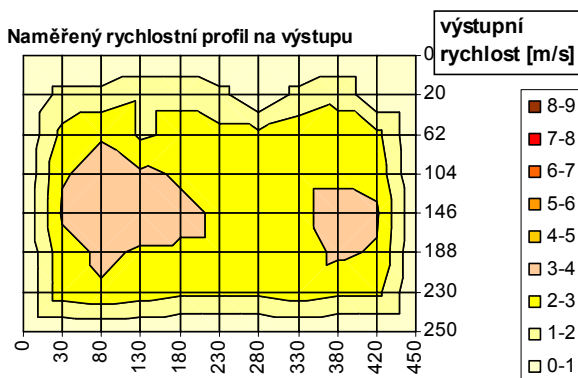
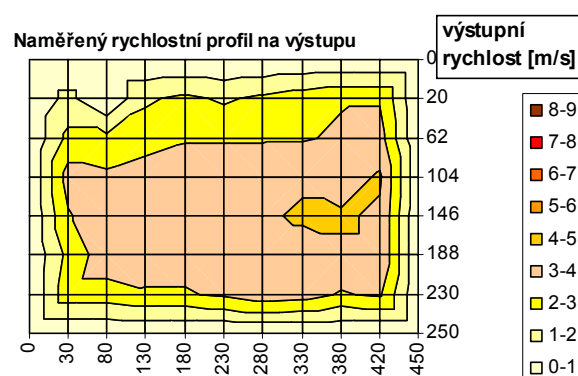
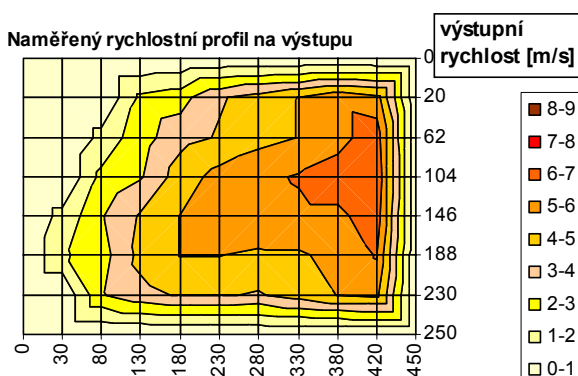
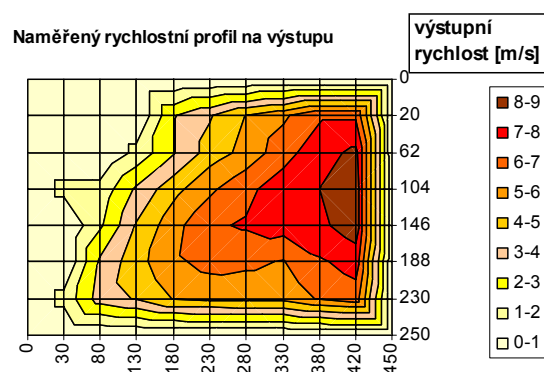
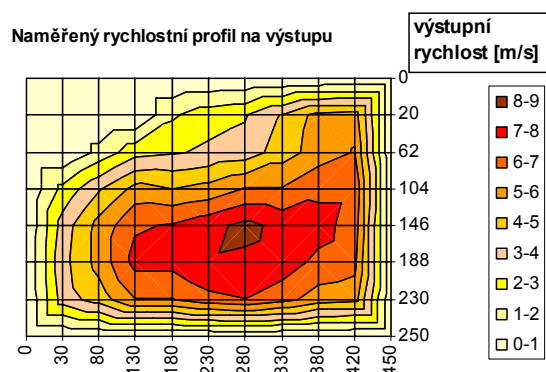
Příloha č. 1.: Půdorys klimatizace umístěné v laboratoři KEZ.



Příloha č. 2.: Charakteristika ventilátoru TERNO-S z dokumentace firmy Alteko.



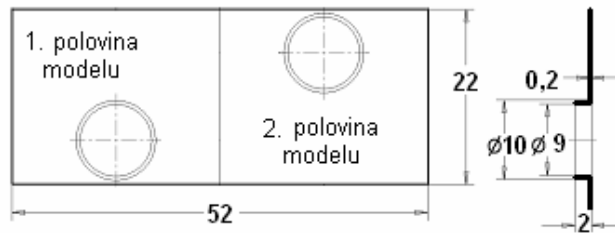
Příloha č. 3.: Rychlostní pole na výstupu z tlumiče, získané při měření charakteristiky ventilátoru.



Příloha č. 4.: Teoretický výpočet fyzikálního modelu výměníku.

Pohled na model výměníku

směr
proudění
vzduchu



PROMĚNNÉ

$d := 0.009$ m vnitřní průměr trubky
 $D := 0.01$ m vnější průměr trubky
 $a := 0.022$ m výška modelu výměníku
 $b := 0.052$ m šířka modelu výměníku
 $tl := 0.0002$ m tloušťka žebra

VSTUPNÍ TEPLoty

$tw1 := 57.7$ °C voda
 $tv1 := 8.9$ °C vzduch

$V_{vzduch} := 0.3$ $\frac{m^3}{s}$ objemový průtok vzduchu

HUSTOTY MEDIÍ

$\rho_L := 1.21$ $\frac{kg}{m^3}$ hustota suchého vzduchu

$\rho_W := 988.0$ $\frac{kg}{m^3}$ hustota vody

$cp_L := 1006$ $\frac{J}{kgK}$ měrná tepelná kapacita vzduchu

$cp_W := 4180.$ $\frac{J}{kgK}$ měrná tepelná kapacita vody

RYCHLOSTI PROUDĚNÍ

$$w1 := \frac{V_{vzduch}}{PLO} \quad \text{vzduch}$$

$$w1 = 5.855 \quad \frac{m}{s} \quad \text{vzduch}$$

$$ww := 0.44 \quad \frac{m}{s} \quad \text{voda}$$

1. přiblížení $tw := 45$ °C

$CL := \rho_L \cdot w1 \cdot S_{min} \cdot cp_L$ Tepelná kapacita průtoku vzduchu

$$CL = 26.17 \quad \frac{W}{K}$$

$CW := \rho_W \cdot ww \cdot Stw \cdot cp_W$ Tepelná kapacita průtoku vody

$$CW = 231.212 \quad \frac{W}{K}$$

$$\mu_L := \frac{CL}{CW} \quad \mu_L = 0.113$$

TEPLOSMĚNNÉ PLOCHY

$S_v := 0.3577718$ m^2 pl. ze strany vzduchu

$S_w := 0.0192265$ m^2 pl. ze strany vody

$S_{min} := 0.003672$ m^2 minimální průtočná plocha vzduchu

$Stw := 0.00012724$ m^2 minimální průtočná plocha vody

plocha ze str. vzduchu

$$PLO := (0.4 - 170 \cdot 0.0002) \cdot (0.23 - 9 \cdot 0.01)$$

$$PLO = 0.051 \quad m^2$$

Kriteriální rovnice

$$vW := 0.4134 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad \lambda W := 0.661 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \quad Pr := 2.56 \quad \text{Prandtlovo číslo}$$

$$\alpha_w := 3380 \cdot vW^{0.85} \cdot (1 + 0.0014 \cdot tw1) \quad \alpha_w = 1.818 \times 10^3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad \text{Součinitel přestupu tepla v trubce ze strany vody}$$

VÝPOČET POUŽÍVANÝ PRO NÁVRHY VÝMĚNÍKŮ JANKA

$$vL := 12.5 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad \lambda L := 0.024 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \quad Pr := 0.711$$

$$\delta := 0.0018 \text{ m} \quad \text{vzduchová mezera mezi žebry}$$

$$\alpha_l := 23.6 \cdot w1^{0.365} \quad \alpha_l = 44.984 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad \text{Součinitel přestupu tepla ze strany vzduchu} \quad \lambda z := 202.4 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

První polovina výměníku

Účinnost žebra

$$mp := \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_l}{\lambda z \cdot tl}} \quad mp = 47.143 \frac{1}{\text{m}} \quad h' := 0.367 \cdot \sqrt{a \cdot b} + 0.223 \cdot \frac{a \cdot b}{D} - 0.5D$$

$$h' = 0.033 \quad \text{teoretická výška žebra}$$

$$\eta_z := \frac{\tanh(mp \cdot h')}{mp \cdot h'} \quad \eta_z = 0.589 \quad \text{účinnost žebra}$$

$$kl := \frac{1}{\frac{1}{\alpha_l \cdot \eta_z} + \frac{S_v}{\alpha_w \cdot S_w}} \quad kl = 20.841 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad \text{Součinitel prostupu tepla}$$

$$\xi_L := \frac{kl \cdot S_v}{CL} \quad \xi_L = 0.285 \quad \text{Tepelná charakteristika výměníku}$$

Iterační výpočet teplotního spádu vody a vzduchu

1. iterace

$$\Delta tv := \xi_L \cdot (tw - tv1) \quad \Delta tv = 10.286$$

$$\Delta tw := \mu_L \cdot \Delta tv \quad \Delta tw = 1.164$$

$$tstr := \frac{tw1 + (tw1 - \Delta tw)}{2} \quad tstr = 57.118$$

2. iterace

$$\Delta t_v := \xi_L \cdot (t_{str} - t_{v1}) \quad \Delta t_v = 13.739$$

$$\Delta t_w := \mu_L \cdot \Delta t_v \quad \Delta t_w = 1.555$$

$$t_{str} := \frac{t_{w1} + (t_{w1} - \Delta t_w)}{2} \quad t_{str} = 56.923$$

3. iterace

$$\Delta t_v := \xi_L \cdot (t_{str} - t_{v1}) \quad \Delta t_v = 13.683$$

$$\Delta t_w := \mu_L \cdot \Delta t_v \quad \Delta t_w = 1.549$$

$$t_{str} := \frac{t_{w1} + (t_{w1} - \Delta t_w)}{2} \quad t_{str} = 56.926$$

$$t_{v2} := \Delta t_v + t_{v1} \quad t_{v2} = 22.583$$

$$\text{Výkon ze strany vody} \quad Q_w := C_W \cdot \Delta t_w \quad Q_w = 358.077 \quad W$$

$$\text{Výkon ze strany vzduchu} \quad Q_v := C_L \cdot \Delta t_v \quad Q_v = 358.077 \quad W \quad Q_{p1} := Q_v$$

Druhá polovina výměníku

$$t_{v2} = 22.583 \quad \text{teplota vzduchu za první trubicí}$$

$$\rho_L := 1.155 \quad \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad \text{odpovídající hustota suchého vzduchu}$$

$$C_L := \rho_L \cdot w_1 \cdot S_{min} \cdot c_{pL} \quad C_L = 24.98 \quad \frac{W}{K} \quad \text{Tepelná kapacita průtoku vzduchu}$$

$$\mu_L := \frac{C_L}{C_W} \quad \mu_L = 0.108$$

$$v_L := 13.5 \cdot 10^{-6} \quad \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad \lambda_L := 0.025 \quad \frac{W}{mK} \quad Pr := 0.712 \quad \text{Prandtlovo číslo}$$

$$\alpha_1 := 23.6 \cdot w_1^{0.365} \quad \alpha_1 = 44.984 \quad \frac{W}{m^2K} \quad \text{Součinitel přestupu tepla ze strany vzduchu}$$

Účinnost žebra

$$\lambda_z := 202.4 \quad \frac{W}{mK} \quad \text{Tepelná vodivost žebra}$$

$$m_p := \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_1}{\lambda_z \cdot t_l}} \quad m_p = 47.143 \quad \frac{1}{m} \quad h' := 0.367 \cdot \sqrt{a \cdot b} + 0.223 \cdot \frac{a \cdot b}{D} - 0.5D$$

$$h' = 0.033 \quad \text{teoretická výška žebra}$$

$$\eta_z := \frac{\tanh(m_p \cdot h)}{m_p \cdot h} \quad \eta_z = 0.589 \quad \text{Účinnost žebra}$$

$$k_l := \frac{1}{\frac{1}{\alpha_l \cdot \eta_z} + \frac{S_v}{\alpha_w \cdot S_w}} \quad k_l = 20.841 \quad \frac{W}{m^2 K} \quad \text{Součinitel prostupu tepla}$$

$$\xi_L := \frac{k_l \cdot S_v}{CL} \quad \xi_L = 0.298 \quad \text{Tepelná charakteristika výměníku}$$

Iterační výpočet teplotního spádu vody a vzduchu

1. iterace

$$\Delta t_v := \xi_L \cdot (t_w - t_{v2}) \quad \Delta t_v = 6.691$$

$$\Delta t_w := \mu_L \cdot \Delta t_v \quad \Delta t_w = 0.723$$

$$t_{str} := \frac{t_{w1} + (t_{w1} - \Delta t_w)}{2} \quad t_{str} = 57.339$$

2. iterace

$$\Delta t_v := \xi_L \cdot (t_{str} - t_{v2}) \quad \Delta t_v = 10.374$$

$$\Delta t_w := \mu_L \cdot \Delta t_v \quad \Delta t_w = 1.121$$

$$t_{str} := \frac{t_{w1} + (t_{w1} - \Delta t_w)}{2} \quad t_{str} = 57.14$$

3. iterace

$$\Delta t_v := \xi_L \cdot (t_{str} - t_{v2}) \quad \Delta t_v = 10.315$$

$$\Delta t_w := \mu_L \cdot \Delta t_v \quad \Delta t_w = 1.114$$

$$t_{str} := \frac{t_{w1} + (t_{w1} - \Delta t_w)}{2} \quad t_{str} = 57.143$$

$$\text{Výkon ze strany vody} \quad Q_w := C_W \cdot \Delta t_w \quad Q_w = 257.67 \quad W$$

$$\text{Výkon ze strany vzduchu} \quad Q_v := CL \cdot \Delta t_v \quad Q_v = 257.67 \quad W$$

$$Q_{p2} := Q_w$$

$$\text{Součet výkonů první a druhé poloviny výměníku} \quad Q_p := Q_{p1} + Q_{p2}$$

$$\text{Celkový výkon fyzikálního modelu (dvě trubky)} \quad Q_p = 615.746 \quad W$$

$$\text{Příslušný výkon celého výměníku} \quad Q := Q_p \cdot 9$$

$$\text{(model platí pro symetrickou podmínku)} \quad Q = 5.542 \times 10^3 \quad W$$

$$\text{Teplota na výstupu z výměníku} \quad t := \frac{Q}{c_p L \cdot \rho_L \cdot V_{\text{vzduch}}} + t_{v1}$$

$$t = 24.798 \quad ^\circ C$$